

JAERI-Data/Code  
94-006



TRAC-PF1コードの圧力損失計算モデルの改良

1994年7月

秋本 肇・阿部 豊\*・大貫 晃・村尾良夫

日本原子力研究所  
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。  
入手の問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越してください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division, Department of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1994

編集兼発行 日本原子力研究所  
印 刷 いばらき印刷(株)

TRAC-PF1コードの圧力損失計算モデルの改良

日本原子力研究所東海研究所原子炉工学部

秋本 肇・阿部 豊\*・大貫 晃

村尾 良夫

(1994年7月1日受理)

PWRプラント内の熱水力挙動の解析では、各部の圧力バランスにより流体の流れ方向が決定されるため、各部の圧力損失を正しく予測することが重要である。TRAC-PF1/MOD1コードによる圧力損失計算の予測精度を改良するために、壁面剪断力の気液への配分方法の改良、壁面剪断力相関式への Baroczy相関の導入、および流路の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の改良を行った。単管実験による圧力損失データ、Marviken臨界流試験データ、および円筒炉心試験で得られた压力容器側破断コールドレグにおける圧力損失データを用いて予測性能を評価した結果、上述の改良により、TRAC-PF1コードでみられた原相関式とコードによる計算結果の不一致及び拡大/縮小部における数値的原因による大きな圧力損失の評価誤差がなくなること、並びにTRACコードに比べて格段に精度良く圧力損失を予測できることを確認した。

Improvement of Pressure Drop Calculation Model in TRAC-PF1 Code

Hajime AKIMOTO, Yutaka ABE\* , Akira OHNUKI and Yoshio MURAO

Department of Reactor Engineering

Tokai Research Establishment

Japan Atomic Energy Research Institute

Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received July 1, 1994)

In the analysis of thermal-hydraulic behaviors inside the pressurized water reactors (PWRs), it is essential to predict the pressure drop accurately because the flow direction of fluid is determined by the pressure balance in the system. To improve the accuracy of the TRAC-PF1/MOD1 code for the pressure drop prediction, the partitioning method of wall friction force between gas and liquid phases was modified and the correlation for the total wall friction force was replaced to the Baroczy's correlation, and the finite-difference method of the momentum conservation equation was changed at the cell boundary accompanied by the abrupt flow area change. The modified code was assessed using pressure drop data from various single pipes, Marviken critical flow test data, and pressure drop data at the pressure-vessel side broken cold leg of the Cylindrical Core Test Facility. The assessment calculations confirmed that the modifications can resolve the problems of the TRAC-PF1/MOD1 code such as the difference in total wall friction force between the original correlation and the TRAC-PF1 code, and the numerical pressure drop at the cell boundary with abrupt flow area change. The assessment calculation also confirmed that the accuracy of the pressure drop prediction was highly improved by the modifications for the pressure drop calculation models in the TRAC-PF1/MOD1 code.

Keywords: Reactor Safety, PWR Type Reactor, Two-phase Flow, Wall Friction, Pressure Drop, Numerical Simulation, TRAC Code, Two-fluid Model

---

\*Yamagata University

## 目 次

1. 緒 言 .....	1
2. 壁面剪断応力モデルの改良 .....	2
2.1 パーティショニング方法の見直し .....	2
2.2 改良モデルの性能評価 .....	4
3. 流路面積拡大／縮小部における運動量保存式差分方法の改良 .....	11
3.1 TRAC-PF1/MOD1コードの性能評価 .....	11
3.2 流路面積拡大／縮小部における運動量保存式差分方法の改良 .....	13
3.3 改良モデルの性能評価 .....	15
4. 改良圧力損失計算モデルの性能評価 .....	23
4.1 Marviken臨界流試験データによる性能評価 .....	23
4.2 円筒炉心試験データによる性能評価 .....	27
5. 結 論 .....	39
謝 辞 .....	39
参考文献 .....	40

## Contents

1. Introduction .....	1
2. Improvement of Wall Friction Model .....	2
2.1 Improvement of Partitioning Method .....	2
2.2 Assessment of Modified Model .....	4
3. Improvement of Differentiation Method of Momentum Conservation Equation at Flow-area Expansion and Contraction .....	11
3.1 Assessment of TRAC-PF1/MOD1 Code .....	11
3.2 Improvement of Differentiation Method of Momentum Conservation Equation at Flow-area Expansion and Contraction .....	13
3.3 Assessment of Modified Model .....	15
4. Assessment of Improved Pressure Drop Calculation Model .....	23
4.1 Assessment with Marviken Critical Flow Test Data .....	23
4.2 Assessment with CCTF Test Data .....	27
5. Conclusion .....	39
Acknowledgement .....	39
References .....	40

## 1. 緒 言

原研では、軽水炉事故最適予測コードREFLA/TRACの整備を進めている。REFLA/TRACコードは、軽水炉の安全評価解析コード等の検定、軽水炉の事故解析や事故シミュレーション、新型軽水炉の安全解析や設計に役立てることを目的としている。コードの骨組みとして原子炉過渡解析コードTRAC-PF1/MOD1<sup>(1)</sup>を用い、可能な限り物理的に現象を忠実に記述するモデルを組み込むことで、将来の非常用炉心冷却系等の設計変更に対応できるようにすることを目指している。

REFLA/TRACコード整備の第一段階として、種々の大破断LOCA模擬実験を対象として計算を行い、PWR大破断LOCA事象に対するTRAC-PF1/MOD1コードの予測性能を評価し、その問題点を抽出した。<sup>(2)</sup>その結果から、PWR大破断LOCA事象に対してより精度の高い解析を行うためには、

- (1) プロダウン開始直後の炉心内熱伝達モデル、
- (2) ダウンカマにおけるECC水バイパスモデル、
- (3) 凝縮モデル、
- (4) 再冠水時の炉心内熱水力モデル、
- (5) 管路における圧力損失計算モデル、

の改良が必要ながわかった。

本報告書は、上述の評価結果に基づいて行った一連のモデル改良の中で、圧力損失計算モデルの改良に関する結果をまとめたものである。

筆者らは、円筒炉心基準試験データを用いて再冠水時のシステム内熱水力挙動の解析を行った。<sup>(2)</sup>解析の結果から、TRAC-PF1/MOD1コードの二相流条件における圧力損失計算の精度に問題のあることがわかった。また、流路面積の拡大/縮小部では負の摩擦損失係数が計算されたり、摩擦損失係数として0を入力しても、すなわち永久圧力損失が無いとしても、永久圧力損失が予測されることがわかった。このことは、流路面積の拡大/縮小部における圧力損失計算方法に問題あることを示している。

PWRプラント内の熱水力挙動の解析では、各部の圧力バランスにより流体の流れ方向が決定されるため、各部の圧力損失を正しく予測することが重要である。そこで、圧力損失計算の予測精度を改善することを目的にして、TRAC-PF1/MOD1コードの壁面剪断応力モデルの見直し並びに流路面積の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の改良を行った。以下、第2章「壁面剪断応力モデルの改良」では、気相と液相への壁面剪断力の配分方法および壁面摩擦損失係数相関式におけるTRAC-PF1/MOD1コードの問題点について述べ、その改良方法と改良モデルに対する性能評価結果について述べる。第3章「流路面積拡大/縮小部における運動量差分方法の改良」では、拡大/縮小部における圧力変化を予測する上でTRAC-PF1/MOD1コードの問題点についてまとめ、その改良方法および改良モデルに対する性能評価結果について述べる。第4章「結論」では、これらの検討で得られた結果をまとめる。

## 2. 壁面剪断応力モデルの改良

### 2.1 パーティショニング方法の見直し

TRAC-PF1コードの運動方程式は、定常状態で相変化のない条件では次式で与えられる。<sup>(2)</sup>  
(気相)

$$\alpha \frac{dp}{dx} = - C_i(V_g - V_l)|V_g - V_l| - C_{wg}V_g|V_g| - \alpha \rho_g g \sin \theta, \quad (2.1)$$

(液相)

$$(1-\alpha) \frac{dp}{dx} = C_i(V_g - V_l)|V_g - V_l| - C_{wl}V_l|V_l| - (1-\alpha)\rho_l g \sin \theta, \quad (2.2)$$

ここで、 $\theta$ は管軸と水平面のなす角度をなす角度を表わしている。上式を変形して $C_i$ を含む項を消去すると、

$$\frac{dp}{dx} = - \{ \alpha \rho_g + (1-\alpha)\rho_l \} g \sin \theta - C_{wg}V_g|V_g| - C_{wl}V_l|V_l|, \quad (2.3)$$

が得られる。相変化のない流れでは、圧力勾配は静水頭と壁面摩擦損失の和に等しい。今、水平な流路( $\theta=0$ )を仮定すると、水頭項は0となり、圧力勾配は摩擦損失に等しくなる。以下では、簡単のために、相変化のない定常な水平流路内の流れを仮定し、TRAC-PF1コードの壁面摩擦損失の計算方法について検討する。

TRAC-PF1コード壁面剪断応力モデルの均質流オプションを用いた時には、相変化のない定常な水平流路内の圧力勾配は次式により計算される。

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{2f}{D_h} \{ \alpha \rho_g V_g |V_g| \xi_g + (1-\alpha)\rho_l V_l |V_l| \xi_l \}, \quad (2.4)$$

ここで、 $\xi_g$ と $\xi_l$ は気相と液相に壁面剪断力を分配するための係数であり、TRAC-PF1コードの均質流オプションでは、

$$\xi_l = 1, \quad (2.5)$$

$$\xi_g = \begin{cases} 0 & (\alpha < 0.9), \\ (10\alpha - 9)^2(21 - 20\alpha) & (\alpha > 0.9), \end{cases}$$

により計算される。

TRAC-PF1コードの均質流オプションで使用している相関式はMcAdamsの相関式<sup>(3),(4)</sup>をベースとして開発されている。McAdamsの相関式では、次式により壁面摩擦損失が計算される。



$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_f = \frac{2f}{D_h} \rho_m V_m^2, \quad (2.6)$$

ここで、

$$\rho_m = \frac{\rho_g \rho_l}{x \rho_l + (1-x) \rho_g}, \quad V_m = \frac{m_T}{A} \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right),$$

である。上式で、 $m_T$  は気相の質量流量  $m_g$  と液相の質量流量  $m_l$  の和を、 $x$  はクォリティを、 $A$  は流路面積を、 $f$  は摩擦損失係数を表わしている。

図2.1に(2.6)式により直接求めた圧力勾配とTRAC-PF1コードを用いて求めた圧力勾配を比較する。図2.1の縦軸は二相増倍係数  $\phi_1^2$  であり、

$$\phi_1^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dx}\right)_f}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_{10}}, \quad (2.7)$$

ここで、

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{10} = \frac{2f'}{D_h} \rho_l j_1^2, \quad j_1 = \frac{m_T}{\rho_l A},$$

である。

TRAC-PF1コードにより計算された圧力勾配は、水単相流 ( $x=0$ ) の時及び蒸気単相流 ( $x=1$ ) の時には原相関式から直接求めた圧力勾配と一致している。しかしながら、二相流 ( $0 < x < 1$ ) の時には原相関式から直接求めた圧力勾配に比べて小さな圧力勾配がTRAC-PF1コードにより計算されていることがわかる。(2.4)式と(2.6)式を比較すると、(2.4)式により算定された  $(dp/dx)_f$  が(2.6)式で算定された  $(dp/dx)_f$  と等しくなるためには、

$$\alpha \rho_g V_g |V_g| \xi_g + (1-\alpha) \rho_l V_l |V_l| \xi_l = \rho_m V_m^2, \quad (2.8)$$

が満たされる必要があることがわかる。水単相流の状態 ( $\alpha=0$ ,  $\rho_m=\rho_l$ ,  $V_m=V_l$ ) や蒸気単相流の状態 ( $\alpha=1$ ,  $\rho_m=\rho_g$ ,  $V_m=V_g$ ) では(2.8)式は成立しており、(2.4)式と(2.6)式により算定された  $(dp/dx)$  は一致する。一方、二相流に対しては(2.8)式は満足されていないために、原相関式に比べて小さな圧力勾配をTRAC-PF1コードは計算している。TRAC-PF1コードのMcAdams相関式の組み込み方法は適切でない。

TRAC-BF1コード<sup>(5),(6)</sup> では、ボイド率に比例するとして壁面剪断応力を気相と液相に分配させている。すなわち、

$$\frac{dp}{dx} = \alpha \left( \frac{dp}{dx} \right)_f + (1-\alpha) \left( \frac{dp}{dx} \right)_f = \left( \frac{dp}{dx} \right)_f, \quad (2.9)$$

として、原相関式による圧力勾配  $(dp/dx)_f$  と  $dp/dx$  が等しくなることを実現させている。この時の気相と液相への壁面剪断応力の配分を定める係数は(2.4)式、(2.6)式と(2.9)式を比較して、

$$\begin{aligned} \xi_g &= \frac{\alpha \rho_m V_m^2}{\alpha \rho_g V_g |V_g|}, \\ \xi_l &= \frac{(1-\alpha) \rho_m V_m^2}{(1-\alpha) \rho_l V_l |V_l|}, \end{aligned} \quad (2.10)$$

が得られる。すなわち、(2.5)式の代わりに(2.10)式により、気相と液相への配分を行えば、原相関式と一致した圧力勾配を得ることができる。(2.5)式の代わりに(2.10)式を適用して行った計算の結果を図2.1に示した。原相関式とほぼ一致する圧力勾配が計算されている。

壁面剪断応力をどのように気相と液相に配分するべきかについては今後さらに検討する必要がある。現状では、どのような方法が最良であるかは確立できていない。(2.10)式の方法によって原相関式と一致する圧力勾配が得られることから、当面(2.10)式を用いて計算を行うことにする。

## 2.2 改良モデルの性能評価

前節の検討の結果により、TRAC-PF1/MOD1コードにおいてはパーティショニング方法が適切でないために、原相関式とは異なった圧力勾配が計算されることを示した。また、TRAC-BF1コードで採られているパーティショニング方法を用いると原相関式と一致した圧力勾配を得ることができた。壁面摩擦損失の予測精度は使用する相関式の精度により決定される。本節では、壁面摩擦損失係数相関式の予測精度を実験結果と比較検討した結果についてまとめる。

評価計算は、以下の実験を対象として行った。

- (1) Isbinによる実験<sup>(7)</sup>
- (2) 井上-青木による実験<sup>(8)</sup>
- (3) Janssen-Kervinenによる実験<sup>(9)</sup>

各実験の主要な条件を表2.1に示す。

壁面摩擦損失係数相関式として数多くの式が提案されている。Idsingaら<sup>(10)</sup>は、BWRで問題となる水蒸気-水系の加熱及び非加熱流を対象として、多くの(18種類)相関式の精度をチェックしている。

圧力	:	1.7~10.3	MPa,
質量流束	:	270~4340	kg/m <sup>2</sup> s,
クォリティ	:	0 ~ 1,	
等価直径	:	0.0023~0.033	m,
流路形状	:	管、環状流路、矩形管、燃料バンドル	

の範囲の測定値を用いて各相関式の精度を検討した結果、データ全般に対して平均的には、

- (1) Baroczyの相関<sup>(11)</sup>
- (2) Thomの方法<sup>(12)</sup>

(3)二相流に対する粘性係数 $\mu$ を $\mu = \mu_l$ で与えた均質流モデル

(4)二相流に対する粘性係数 $\mu$ を $\mu = x\mu_g + (1-x)\mu_l$ で与えた均質流モデル<sup>(13)</sup>

により、よい予測値が得られたことを報告している。なお、摩擦係数 $f$ をBlasiusの式( $f = 0.079Re^{-0.25}$ )により求めると、上述の(3)のモデルは、

$$\phi_{lo}^2 = 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right), \quad (2.11)$$

上述の(4)のモデルは

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right\} \left\{ 1 + x \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} - 1 \right) \right\}^{0.25}, \quad (2.12)$$

により二相増倍係数が与えられる。<sup>(14)</sup>

TRAC-PF1コードで使用されているMcAdams相関式は

$$\frac{1}{\mu} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l},$$

としたケースにあたり、

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right\} \left\{ 1 + x \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} - 1 \right) \right\}^{-0.25}, \quad (2.13)$$

により、二相増倍係数が与えられる。

Idsingaらにより良好と判定されたBaroczyの相関についてその予測精度を調べ、TRAC-PF1/MOD1コードで使用されているMcAdamsの相関式と比較した。

図2.2と図2.3にIsbinの実験に対する比較結果を示す。McAdamsの相関式は、質量流束が540 kg/m<sup>2</sup>sのケースでは、実験結果に比べて低めに予測している。質量流束が1900 kg/m<sup>2</sup>sのケースでは、実験結果と概ね良好な一致を与えている。一方、Baroczyの相関は質量流束が540 kg/m<sup>2</sup>s、1900 kg/m<sup>2</sup>sのいずれのケースに対しても概ね良好な一致を与えており、McAdamsの相関式よりも実験結果との一致がよい。Isbinの実験において、質量流束が低いケースのほうが二相増倍係数が大きい。この質量流束に対する依存性はBaroczyの相関では定性的に再現されている。McAdamsの相関式では二相増倍係数は質量流束によらず一定であり、質量流束に対する依存性を再現できていない。

図2.4に井上-青木の実験に対する比較結果を示す。このケースではBaroczyの相関とMcAdamsの相関式はほぼ一致した二相増倍係数を予測している。実験で観察された流動様式はクォリティが0.001以下では気泡流であった。また、クォリティが0.001以上では環状流であった。気泡流領域において二相増倍係数をやや小さめに予測しているが、環状流領域では、良好に実験結果を再現している。

図2.5にJanssen-Kervinenの実験に対する比較結果を示す。(a)から(c)では、圧力が4.13、6.89、及び、9.65 MPaのケースについてそれぞれ示した。また、垂直管内上昇流、垂直管内下降流及び水平

管内流で得られたデータを同時に示した。McAdamsの相関式は全般に二相増倍係数を小さめに予測している。一方、Baroczyの相関ではクォリテイが0.6以下の範囲では実験結果と概ね一致している。クォリテイが0.7以上ではBaroczyの相関は実験結果に比べて小さな二相増倍係数を予測している。また、実験結果によれば垂直管内上昇流、垂直管内下降流と水平管内流の二相増倍係数は概ね一致していることがわかる。ある程度以上流量が高い範囲であれば、壁面摩擦に対して流れの方向の影響は少ないものと考えられる。また、流速の低い範囲では重力の効果が重要になり、流れの方向の影響が表れてくるものと思われるが、流速の低い範囲では壁面摩擦力は水頭項に比べて小さくなるので全体の挙動を解析する上での重要性が小さい。したがって、流れの方向に対する影響を考えなくとも壁面摩擦相関式は実用上十分であろうと思われる。圧力に対しては、圧力が高くなる程二相増倍係数が小さくなる傾向がみられている。図2.6に示す様にBaroczyの相関では、圧力に対しての依存性が良好に予測されている。

Baroczyの相関により、McAdamsの相関式よりも精度よく実験結果との一致が良好であった。また、Baroczyの相関により、質量流束の影響、圧力の影響、流れの方向の影響を定性的に妥当に表わしていることを確認できた。Baroczyの相関ではクォリテイが0.7以上の範囲ではやや二相増倍係数を小さく予測する傾向がみられているが、Baroczyの相関を用いることで壁面摩擦損失を妥当に予測できると考え、Baroczyの相関を標準的なオプションとして使用することとした。

表2.1 摩擦損失係数相関式評価に用いた実験データの主要条件

実験名	使用流体	流路形状	圧力 (MPa)	等価直径 (m)	質量流束 (kg/m <sup>2</sup> s)	クォリテイ
Isbin	水蒸気/水	水平円管	7.0	0.0123	540~1900	0.05~0.95
井上-青木	空気/水	垂直円管	0.1	0.0288	1000~1500	10 <sup>-4</sup> ~0.02
Janssen Kervinen	水蒸気/水	垂直円管 水平円管	4.13~9.65	0.0243	680~1360	0.1~0.98

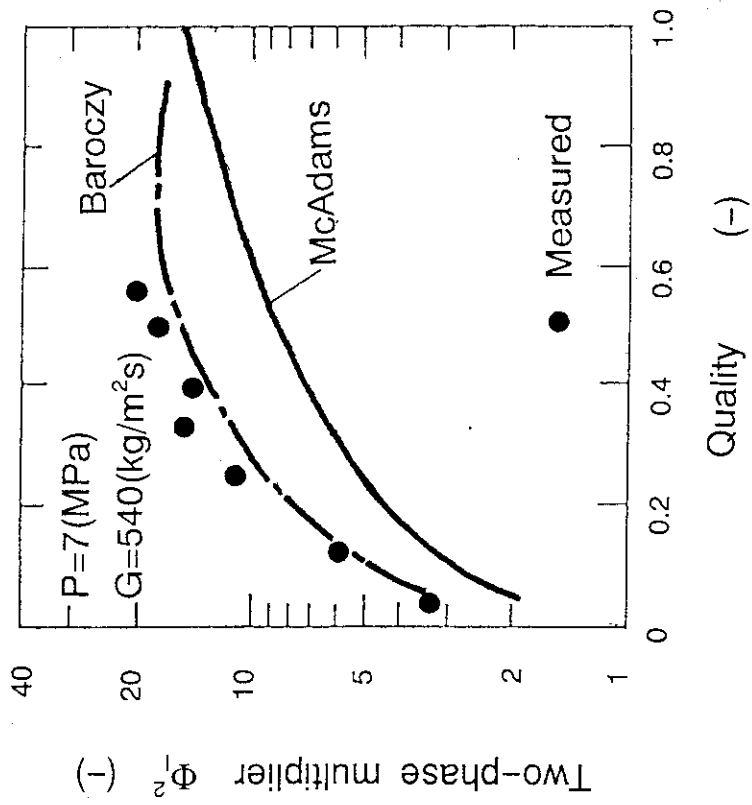


図2.2 Isbinの実験解析結果 ( $G=540\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ )

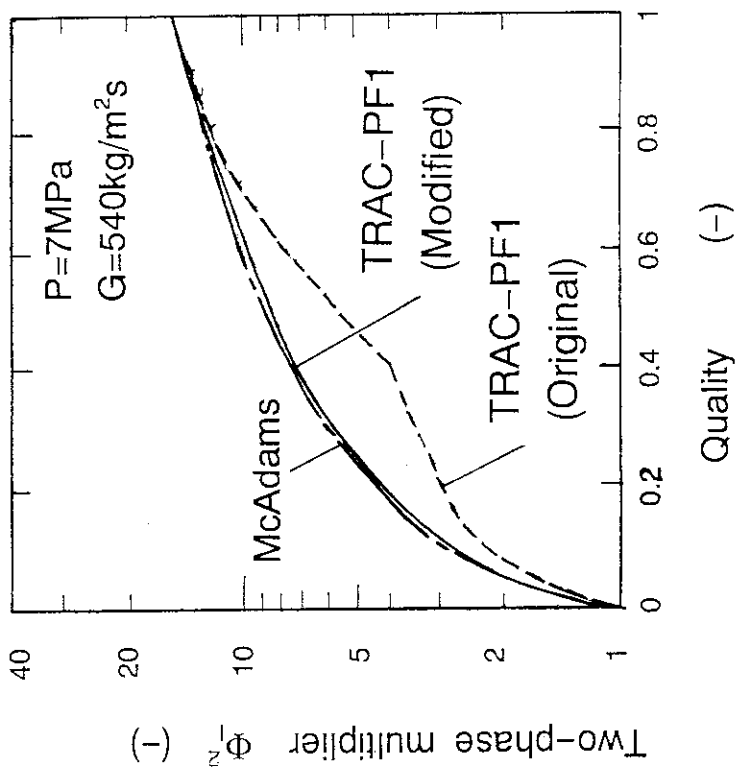


図2.1 パーティションング方法が圧力損失計算に与える影響

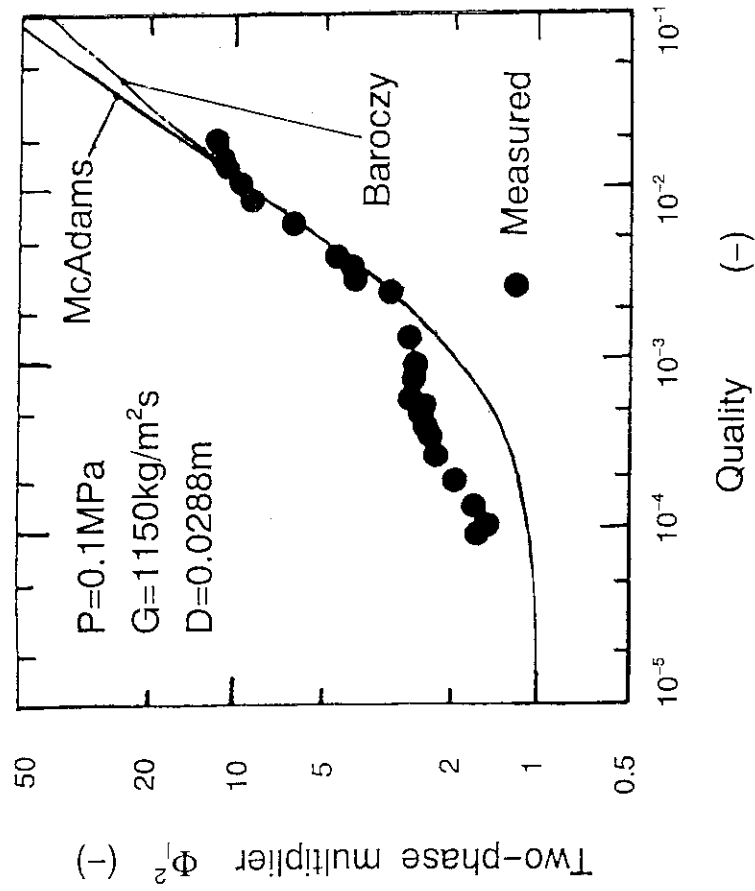


図2.3 Ishinの実験解析結果 ( $G=1900\text{kg/m}^2\text{s}$ )

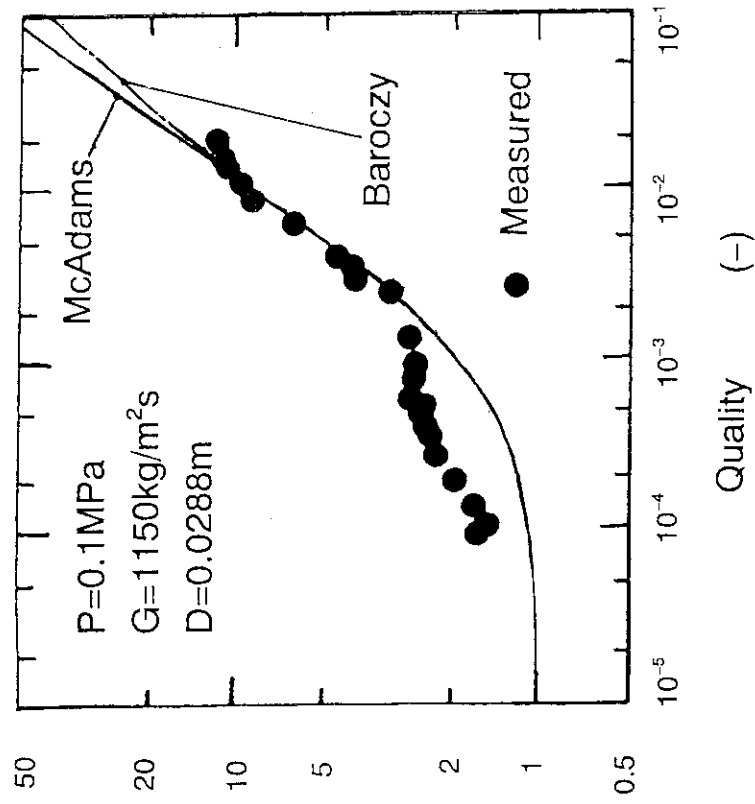
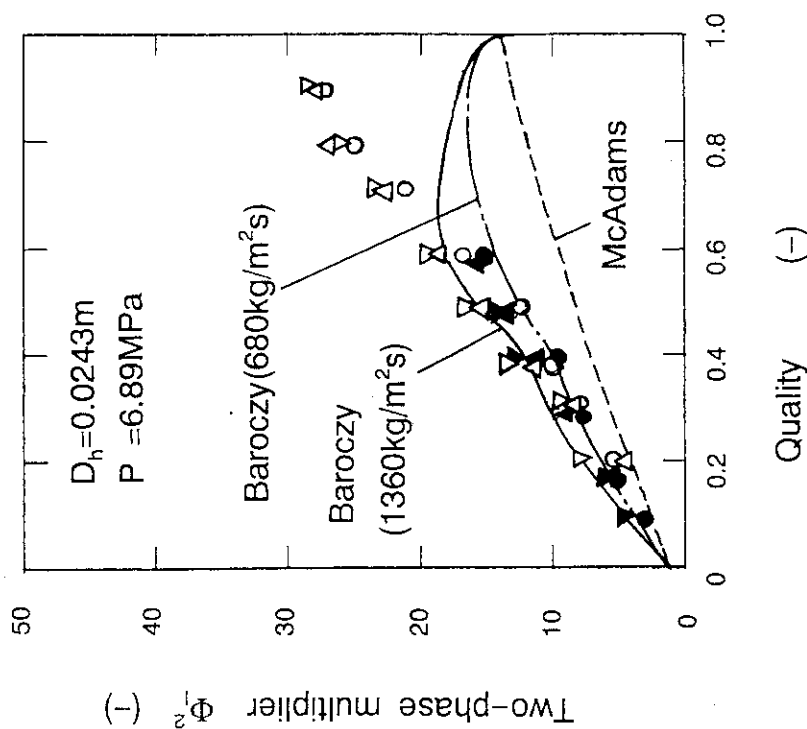


図2.4 井上・青木の実験解析結果

Flow direction	Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	
	680	1360
Vertical(upflow)	△	▲
Vertical(downflow)	▽	▼
Horizontal	○	●



Flow direction	Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	
	680	1360
Vertical(upflow)	△	▲
Vertical(downflow)	▽	▼
Horizontal	○	●

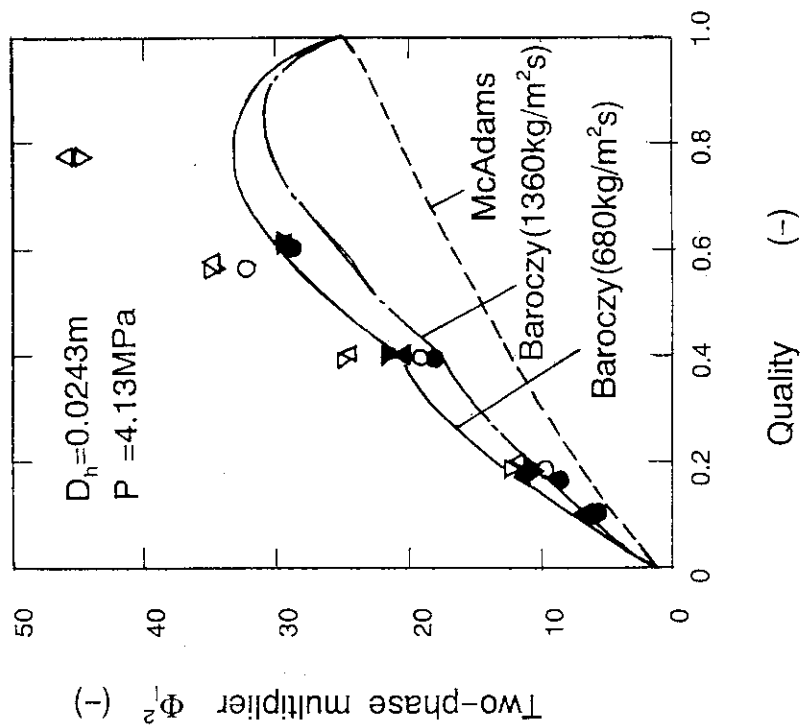


図2.5 (a) Janssen-Kervinenの実験解析結果 (P=4.13 MPa)

図2.5 (b) Janssen-Kervinenの実験解析結果 (P=6.89 MPa)

Flow direction	Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	
		680
Vertical(upflow)	△	▲
Vertical(downflow)	▽	▼
Horizontal	○	●

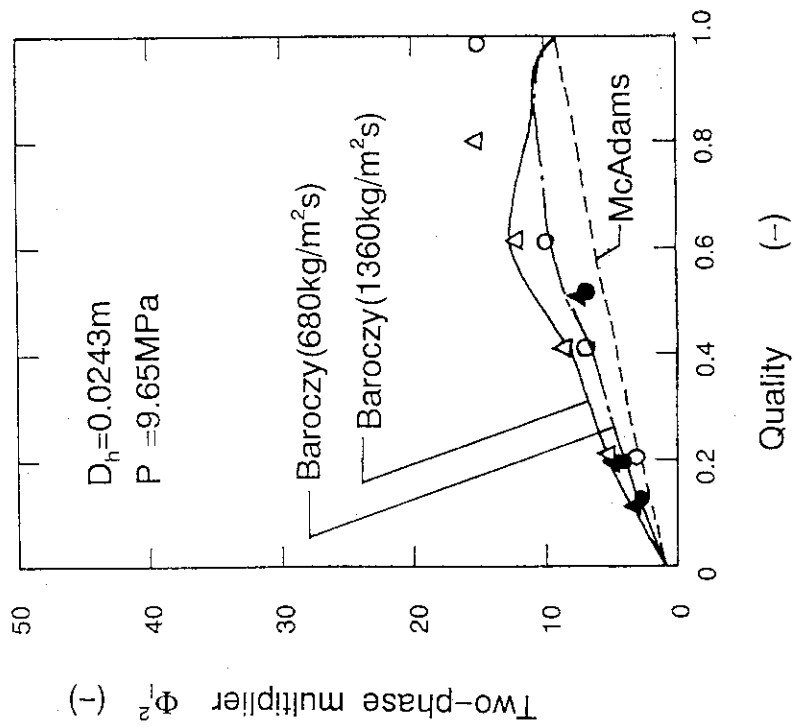


図2.5 (c) Janssen-Kervinenの実験解析結果 (P=9.65 MPa)

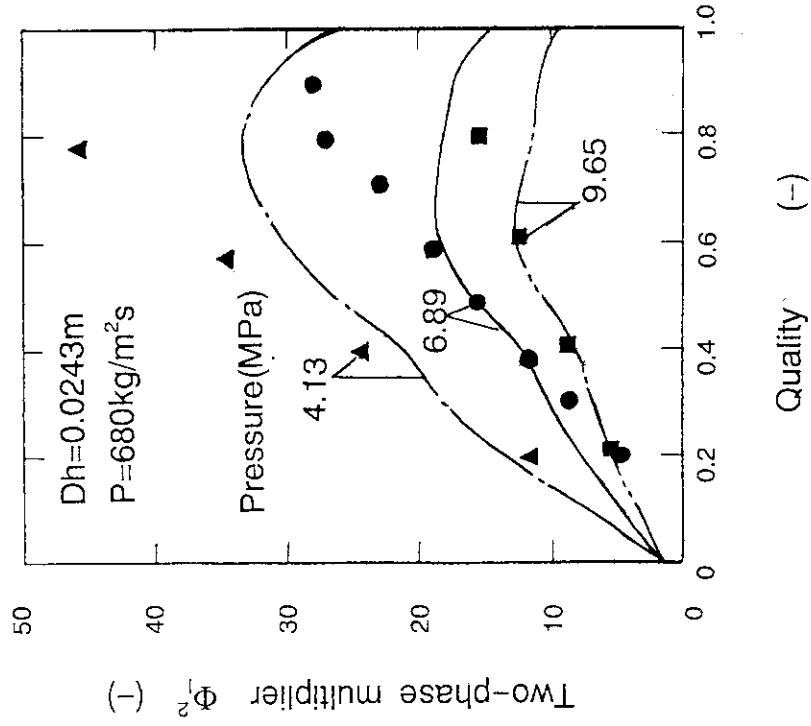


図2.6 Janssen-Kervinenの実験における二相増倍係数の圧力依存性  
(測定値とBaroczy相関の比較)



### 3. 流路面積拡大/縮小部における運動量保存式差分方法の改良

流路面積の拡大/縮小部においては、その流速変化に対応して、拡大部では圧力の回復が、縮小部では圧力の低下を生じる。拡大/縮小部におけるこのような圧力変化を正しく予測することは原子炉内の配管系での挙動を解析上で一つの重要な課題である。本章では、TRAC-PF1/MOD1コードの拡大/縮小部における圧力変化を予測する上での問題点についてまとめ、その改良方法について述べる。

#### 3.1 TRAC-PF1/MOD1コードの性能評価

拡大/縮小部における圧力変化に対する検討のために、図3.1に示す体系を考える。流体は流路左端から流入し、直径 0.1 m の水平円管部、直径 0.2 m の水平円管部、直径 0.1 m の水平円管部を順次通り、流路右端から流出するものとする。また、流れは水単相であるとし、流速は直径 0.1 m の円管部で 10 m/s であるとする。また出口圧力は  $10^5$  Pa であるとする。また、壁面摩擦は働かないものとし、流路の拡大や縮小に伴う永久圧力損失はない状態を仮定する。

上述のような理想的な体系において、運動量保存式は、

$$V \frac{dV}{dx} = - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}, \quad (3.1)$$

で与えられる。水単相流であることから、 $\rho$  = 一定であるとして(3.1)式を積分すると、

$$p + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{constant}, \quad (3.2)$$

が得られる。(3.2)式はベルヌーイの式に他ならない。

図3.1に示した体系を対象として、TRAC-PF1/MOD1コードを用いて解析し、TRAC-PF1コードの性能を評価した。セル長さは長さ 1 m の等分割とした。得られた結果を図3.2に示す。図中に一点鎖線で示した圧力分布は(3.2)式により算定した圧力分布である。TRAC-PF1コードは(3.2)式を満足していないことがわかる。また、壁面摩擦や流路の拡大/縮小部での永久圧力損失は生じないと仮定されているにもかかわらず、入口側の直径 0.1 m の水平円管部と出口側の直径 0.1 m の水平円管部の間に圧力差を生じている。このことは、TRAC-PF1コードの計算では入力データとは無関係に決定される圧力損失項が拡大部と縮小部に存在することを意味している。

(3.1)式をTRAC-PF1コードでは以下のような差分式により表わしている。

$$V_{j+1/2} \frac{V_{j+1/2} - V_{j-1/2}}{\Delta x} + \frac{1}{\rho} \frac{p_{j+1} - p_j}{\Delta x} = 0, \quad (3.3)$$

ここで、 $\Delta x$ はセル長さを、添字  $j$  は  $j$  番目のセルの中心における値を、添字  $j+1/2$  は、 $j$  番目のセルと  $j+1$  番目のセルの界面における値であることを示している。

上式を変形することにより、

$$P_{j+1} = P_j - \rho V_{j+1/2}(V_{j+1/2} - V_{j-1/2}), \quad (3.4)$$

が得られる。流路面積が等しい区間では  $V_{j-1/2} = V_{j+1/2}$  であることから、 $p_{j+1} = p_j$  である。TRACコードは、セル6とセル7の間及びセル10とセル11の間で、拡大または縮小に伴う圧力変化を計算している。拡大部の圧力変化は、セル5とセル6の間で生じるべきであるが、1セル分下流側にシフトしている。セル6とセル7の間では  $j=6$  として

$$\begin{aligned} P_7 - P_6 &= -\rho V_{6+1/2}(V_{6+1/2} - V_{6-1/2}) \\ &= -992.6 \times 2.5 \times (2.5 - 10) \\ &= +18611 \quad (\text{Pa}) \end{aligned}$$

一方、セル10とセル11の間では、 $j=10$ として

$$\begin{aligned} P_{11} - P_{10} &= -\rho V_{10+1/2}(V_{10+1/2} - V_{10-1/2}) \\ &= -992.6 \times 10 \times (10 - 2.5) \\ &= -74445 \quad (\text{Pa}) \end{aligned}$$

であった。ベルヌーイの式である(3.2)式により圧力差を求めると、拡大部では

$$\begin{aligned} P_6 - P_5 &= \frac{1}{2} \rho V_5^2 - \frac{1}{2} \rho V_6^2 \\ &= 0.5 \times 992.6 \times 10^2 - 0.5 \times 992.6 \times 2.5^2 \\ &= +46528 \quad (\text{Pa}) \end{aligned}$$

縮小部では

$$\begin{aligned} P_{11} - P_{10} &= \frac{1}{2} \rho V_{10}^2 - \frac{1}{2} \rho V_{11}^2 \\ &= 0.5 \times 992.6 \times 2.5^2 - 0.5 \times 992.6 \times 10^2 \\ &= -46528 \quad (\text{Pa}) \end{aligned}$$

が得られる。TRAC-PF1コードによる結果をベルヌーイの式による結果と比較すると、拡大部では圧力回復量を 27917 Pa 小さく計算していること、縮小部では圧力降下量を 27917 Pa 大きく計算していること、その結果全体では 55834 Pa の圧力損失を過大評価していることがわかる。

TRAC-PF1コードにより計算される拡大部または縮小部における圧力差を  $\Delta p_{TRAC}$  とおくと、(3.4)式により

$$\Delta p_{TRAC} = P_{j+1} - P_j = -\rho V_{j+1/2}(V_{j+1/2} - V_{j-1/2})$$

である。また、ベルヌーイの式により算出される圧力差を  $\Delta p_{Bernoulli}$  とおき、差分式の表示を用いて表わすと、

$$\Delta p_{Bernoulli} = P_{j+1} - P_j = \frac{1}{2} \rho V_j^2 - \frac{1}{2} \rho V_{j+1}^2$$

である。質量保存式を用いると  $V_{j+1/2} = V_{j+1}$ ,  $V_{j-1/2} = V_j$  と置き換えることができる。この関係を用いて上式を整理すると、

$$\Delta P_{Error} = \Delta P_{TRAC} - \Delta P_{Bernoulli} = \frac{1}{2} \rho (V_{j+1} - V_j)^2, \quad (3.5)$$

が得られる。TRAC-PF1コードでは、拡大部や縮小部における圧力差を計算する時に  $\Delta P_{Error}$  に相当する付加的な永久圧力損失を生じている。(3.5)式はセル分割を細かくすれば誤差が小さくなることを示している。TRAC-PF1コードは原子炉プラント内の挙動を解析するために使用されるため、大きなセル長さを用いて計算することが多い。このため、実用上は大きなセルであっても誤差が大きくならないようにすることが望ましい。

### 3.2 流路面積拡大/縮小部における運動量保存式差分方法の改良

3.1節の検討により、TRAC-PF1コードでは拡大部や縮小部において大きなセル長さを用いると大きな付加的な永久圧力損失を発生することが明らかとなった。本節では、その改良方法について検討する。改良にあたり、TRAC-PF1/MOD2コード<sup>(15)</sup>の運動量保存式差分方法を参考にして検討を進めた。

ベルヌーイの式に相当する(3.2)式を満足させるためには、対流項を

$$V \frac{dV}{dx} \Big|_{j+1/2} = \frac{1}{2} \frac{dV^2}{dx} \Big|_{j+1/2} = \frac{1}{2\Delta x} (V_{j+1}^2 - V_j^2), \quad (3.6)$$

の様に差分化できればよい。しかしながら、この差分式は中心差分であり、TRAC-PF1コードの時間積分の方法では無条件不安定である。また、TRAC-PF1コードで採られているスタッガードメッシュスキームを保持するならば、セル中心での速度が定義されていない。したがって、対流項の差分式として(3.6)式を採用する際の問題点は、

- (1) 無条件不安定性を除くために、風上差分の考え方を取り入れる。
- (2) セル中心での流速を合理的に定義する。

ことにまとめられる。

まず、セル中心での速度の定義方法について考察する。流路断面積変化がある場合には、セル中心での流速をセル境界の流速の相加平均で定義することはできない。質量保存式に矛盾する流速が得られる可能性があるからである。このため、質量保存式に基づいてセル中心での流速を定義することにする。質量保存式を適用する際に、誤差の生じる事を覚悟して、半セル間ではボイド率や圧力等の状態量は変化しないものとして適用することにする。

この半セルの質量保存式を適用する方法として、何通りか方法が考えられる。例えば、 $j$  と  $j+1/2$  間の質量保存式

$$A_j V_j = A_{j+1/2} V_{j+1/2},$$

を用い、

$$V_j = \frac{A_{j+1/2}}{A_j} V_{j+1/2}, \quad (3.7)$$

として求める方法や  $j-1/2$  と  $j$  間の質量保存式を用い、

$$V_j = \frac{A_{j-1/2}}{A_j} V_{j-1/2}, \quad (3.8)$$

として求める方法が考えられる。これらの定義方法は差分方程式の解の安定性のために無制限に用いることはできない。安定な解を得るためには中心差分や風下差分を避けなければならないからである。

例えば、風下側の条件から  $V_j$  や  $V_{j+1}$  を定めたとする。すなわち、(3.7)式により  $V_j$  を定め、 $V_{j+1}$  については

$$\begin{aligned} A_{j+1} V_{j+1} &= A_{j+1/2} V_{j+1/2}, \\ A_{j+1} V_{j+1} &= A_{j+3/2} V_{j+3/2}, \end{aligned}$$

を用い、

$$V_{j+1} = \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} V_{j+1/2} = \frac{A_{j+3/2}}{A_{j+1}} V_{j+3/2}, \quad (3.9)$$

とする。これらの項を(3.6)式に代入すると、

$$V \frac{dV}{dx} \Big|_{j+1/2} = \frac{1}{2\Delta x} V_{j+1/2} \left\{ \frac{A_{j+1/2} A_{j+3/2}}{A_{j+1}^2} V_{j+3/2} - \frac{A_{j+1/2}^2}{A_j^2} V_{j+1/2} \right\}, \quad (3.10)$$

が得られる。この式は  $V_{j+1/2}$  が正の場合、風下差分となり解は不安定である。

半セルでの質量保存式を適用するにあたり、上流側のセル境界の流速からセル中心の流速を求めることとする。今  $V_{j+1/2} > 0$  の場合を考える。この時、

$$V_j = \frac{A_{j-1/2}}{A_j} V_{j-1/2}, \quad V_{j+1} = \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} V_{j+1/2}, \quad (3.11)$$

により、セル中心の流速が計算される。(3.11)式を(3.6)式に代入すると、

$$V \frac{dV}{dx} \Big|_{j+1/2} = \frac{1}{2\Delta x} \left( \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} V_{j+1/2} + \frac{A_{j-1/2}}{A_j} V_{j-1/2} \right) \left( \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} V_{j+1/2} - \frac{A_{j-1/2}}{A_j} V_{j-1/2} \right), \quad (3.12)$$

が得られる。

風上差分に相当する形式にするためには、(3.12)式の

$$\frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}}V_{j+1/2} + \frac{A_{j-1/2}}{A_j}V_{j-1/2}$$

の項を  $V_{j+1/2}$  のみで表現する必要がある。このために、 $j+1/2$  からみて風上側のセル  $j$  ( $V_{j+1/2} > 0$  を仮定している) に対して、全セルの質量保存式

$$A_{j-1/2}V_{j-1/2} = A_{j+1/2}V_{j+1/2}, \quad (3.13)$$

を適用する。(3.13)式を(3.12)式に代入すると、対流項の差分式として、最終的に、

$$V \frac{dV}{dx} \Big|_{j+1/2} = \frac{1}{2\Delta x} \left( \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} + \frac{A_{j+1/2}}{A_j} \right) V_{j+1/2} \left( \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} V_{j+1/2} - \frac{A_{j-1/2}}{A_j} V_{j-1/2} \right), \quad (3.14)$$

が得られる。(3.14)式は  $V_{j+1/2} > 0$  の場合の差分式である。 $V_{j+1/2} < 0$  の場合の差分式は同様にして、

$$V \frac{dV}{dx} \Big|_{j+1/2} = \frac{1}{2\Delta x} \left( \frac{A_{j+1/2}}{A_{j+1}} + \frac{A_{j+1/2}}{A_j} \right) V_{j+1/2} \left( \frac{A_{j+3/2}}{A_{j+1}} V_{j+3/2} - \frac{A_{j+1/2}}{A_j} V_{j+1/2} \right), \quad (3.15)$$

が得られる。

この差分スキームにより、ベルヌーイの式を満たし得ることは、スキームの導出をたどれば明らかであろう。ただし、この差分スキームの導出にあたり、半セル間の質量保存式を適用する上で、ボイド率や圧力等の状態量の変化は小さいものとしている。単相流の場合、流路面積変化による状態量変化が小さいので、上述の仮定はよい精度で成立していると考えられ、ベルヌーイの式は精度よく満足されると考えられる。二相流の場合、相変化やボイド率分布のために、質量保存式に対する仮定は誤差を含むと考えられ、ベルヌーイの式は近似的にしか満たされない。

### 3.3 改良モデルの性能評価

拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法を、(3.14)式及び(3.15)式のように改めて、性能評価を行った。計算は、

- (1)水単相流
- (2)空気単相流
- (3)二相流

の3ケースに対して行った。

#### 3.3.1 水単相流による性能評価

計算は、図3.1に示した体系について行った。得られた結果を図3.3に示す。水単相流に対して、ベル

ヌーイの式を用いて求めた結果と一致する結果が改良モデルにより得られている。

### 3.3.2 空気単相流による性能評価

図3.1と同一の形状に対して計算した。境界条件としては、入口空気流速を100m/s、空気温度300 K、出口圧力を  $10^5$  Pa とした。計算結果を図3.4に示す。

セル10とセル11間の圧力変化の解析解を求める。空気単相流では、空気の圧縮性が影響するために、ベルヌーイの式は密度一定として得られた(3.2)式とは異なり、

$$\frac{1}{2}V^2 + \int \frac{dp}{\rho} = \text{constant} , \quad (3.16)$$

で与えられる。断熱条件及び空気が理想気体であると仮定すると、(3.16)式より

$$\frac{1}{2}V^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho} = \text{constant} , \quad (3.17)$$

が得られる。上式で  $\kappa$  は比熱比を表わす。したがって

$$\frac{1}{2}V_{10}^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_{10}}{\rho_{10}} = \frac{1}{2}V_{11}^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_{11}}{\rho_{11}} , \quad (3.18)$$

が成り立つ。また、空気は等エントロピー変化すると考えると、

$$\frac{p_{10}}{\rho_{10}^{\kappa}} = \frac{p_{11}}{\rho_{11}^{\kappa}} , \quad (3.19)$$

である。質量保存式の条件から、

$$\rho_{10}V_{10}A_{10} = \rho_{11}V_{11}A_{11} , \quad (3.20)$$

が成り立つ。  $V_{11} = 100$  m/s、  $\rho_{11} = 1.16133$  kg/m<sup>3</sup>、  $p_{11} = 10^5$  Pa、  $A_{10} = 4A_{11}$ 、  $\kappa = 1.40$  として、(3.18)式から(3.20)式の連立方程式を解くことにより、  $V_{10} = 24.049$  m/s、  $\rho_{10} = 1.20724$  kg/m<sup>3</sup>、  $p_{10} = 1.05578 \times 10^5$  Pa が得られる。図中の一点鎖線は上述の方法により求めた解を示している。

改良モデルによる結果は解析解とよく一致している。オリジナルのTRAC-PF1コードによる結果は、水単相流のケースと類似の傾向を示しており、拡大部と縮小部の圧力変化量の計算に誤差を生じている。

### 3.3.3 二相流による性能評価

図3.1に示した形状を対象として計算を行った。境界条件として入口空気流速、入口水流速、入口ボイ

下率、入口流体温度及び出口圧力を与えた。入口空気流速、入口水流速をパラメータとし、入口ボイド率は入口での速度スリップが 0 となるように定めた。また、入口流体温度は 300 K、出口圧力は  $10^5$  Pa とした。

図3.5に計算結果の一例として、みかけの空気流速が 50 m/s、みかけの水流速が 0.5 m/s のケースを示す。入口で速度スリップが 0 の状態で流入した空気と水はほぼその状態を維持して、管径 0.1 m (セル番号1からセル番号5まで)の区間を流れる。管径 0.2 m の拡大区間に流入すると流速が小さくなる。水のほうが空気に比べて慣性が大きいため、拡大区間では水流速は空気流速よりも大きい。拡大区間では水流速は徐々に小さくなり、空気流速に近づく傾向がみられる。管径 0.1 m の縮小区間に流入すると空気も水も流速が大きくなる。縮小区間では空気流速は水流速よりも大きい。また、水流速は徐々に大きくなり空気流速に近づく。

圧力分布をみると、入口近傍のセル番号1からセル番号5までの区間では圧力はほぼ一定である。拡大区間に流入すると圧力は高くなる。拡大区間では圧力は徐々に高くなっている。これは、水流速が小さくなることと対応している。縮小区間に流入すると、圧力は低くなる。縮小区間では圧力は徐々に低くなり、出口で  $10^5$  Paとなる。縮小区間での圧力の漸減は、水流速が大きくなることと対応している。

オリジナルのTRAC-PF1コードによる結果と改良モデルを比較すると、空気流速と水流速については類似した結果が得られている。圧力分布を比較すると、単相流での計算結果と同様に改良モデルによる結果はオリジナルのTRAC-PF1コードによる結果よりも低めの圧力を示している。差違の原因は、拡大/縮小部における圧力変化の大きさの違いによると考えられるが、このケースでは拡大区間や縮小区間でも圧力変化を生じていて定量的な評価は困難である。

拡大区間や縮小区間で圧力変化を生じているのは、空気と水の間で速度スリップを生じ、両者の流速が等しくなるように徐々に変化しているためである。問題を単純化するために、大きな界面剪断応力を与えることで空気と水の間で速度スリップがほとんどない条件として、計算を行った。図3.6に図3.5と同一の条件の下で、大きな界面剪断応力を与えて得た計算結果を示す。拡大部(セル番号5とセル番号6の境界)と縮小部(セル番号10とセル番号11の境界)の下流側では流速変化の影響がややみられているが、ほぼステップ状の変化が得られている。

気液間の速度スリップが無視できる時、二相流に対する運動量保存式は

$$V_m \frac{dV_m}{dx} + \frac{1}{\rho_m} \frac{dp}{dx} = 0, \quad (3.21)$$

で与えられる。上式を積分することで、ベルヌーイの式として

$$\frac{1}{2} V_m^2 + \int \frac{dp}{\rho_m} = \text{constant}, \quad (3.22)$$

が得られる。上式で  $\rho_m$  は二相流体の密度を表わし、

$$\rho_m = \frac{\rho_l \rho_g}{\rho_l x + \rho_g (1-x)}, \quad (3.23)$$

で与えられる。上式で  $x$  はクォリティを表わす。

気体密度は圧力の関数であるため、(3.22)式を解析的に解くことはむずかしい。ここでは簡単のために、 $\rho_m$  が一定と仮定する。この時(3.22)式は、

$$\frac{1}{2} \rho_m V_m^2 + p = \text{constant} , \quad (3.24)$$

と書きかえることができる。(3.24)式は圧力変化量が小さい時に妥当な近似式である。(3.24)式を適用して求めた圧力分布を図3.6に一点鎖線により示した。改良モデルによる結果は、(3.24)式により求めた圧力分布とほぼ一致した結果を与えている。

二相流条件に対しては解析解を得ることはできなかったため、解析解と比較することで直接的に計算結果の精度を評価することができなかった。ここでは、以下の方法により、計算結果の精度を評価する。本報で問題としている体系では、セル1からセル5までの流路面積と、セル11からセル15までの流路面積は等しい。また、摩擦損失がないことを仮定しているので、現象は可逆的に推移するものと考えられる。このため、セル1からセル5の圧力はセル11からセル15までの圧力と等しくなると考えられる。改良モデルを用いた計算では、図3.6に示すように、セル11からセル15の圧力に比べてやや高めの圧力が計算されている。この差に着目して、計算結果の精度を評価することを考える。

セル1からセル5の部分での圧力が出口圧力  $p_{out}$  と等しくならないのは、セル5とセル6の間の拡大部での圧力差の計算誤差  $\varepsilon_1$  とセル10とセル11の間の縮小部での圧力差の計算誤差  $\varepsilon_2$  のためと考える。この時、

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = p_4 - p_{out} ,$$

となる。この値を、拡大部と縮小部で生じた圧力差 ( $p_9 - p_{out}$ ) で割った値、すなわち

$$\varepsilon = \frac{p_4 - p_{out}}{p_9 - p_{out}} \quad (3.25)$$

を用いることで、拡大部と縮小部における圧力差の計算精度とみなすこととした。

図3.7にみかけの水流速  $j_l$  が 0.5 m/s で固定し、みかけの空気流速  $j_g$  を種々に変化させた時の計算結果を示す。拡大部と縮小部で生じる圧力差 ( $p_9 - p_{out}$ ) は  $j_g$  が大きくなる程大きくなっている。改良モデルによる結果は(3.24)式により算定した圧力差と比べると  $j_g$  の小さな範囲ではほぼ一致している。また  $j_g$  の大きな範囲では改良モデルによりやや大きな圧力差が計算されている。TRAC-PF1コードは改良モデルよりもさらに大きな圧力差を予測している。 $j_g$  が小さな値で圧力差が小さい時でも(3.24)式による値と一致することはない。

(3.25)式により求めた  $\varepsilon$  をみると、TRAC-PF1コードによる結果ではいずれの  $j_g$  に対しても100%程度の大きな値を示しており、精度の悪いことがわかる。改良モデルによる結果では、 $j_g$  が 5 m/s の時で1.4%であった。 $j_g$  が大きくなると  $\varepsilon$  は徐々に大きくなり、 $j_g$  が 100 m/s では22.7%であった。

改良モデルは二相流条件に対してもオリジナルのTRAC-PF1コードよりも予測精度がよかった。また、その評価誤差は高々25%程度であり、二相流条件に対しても適用できると考える。





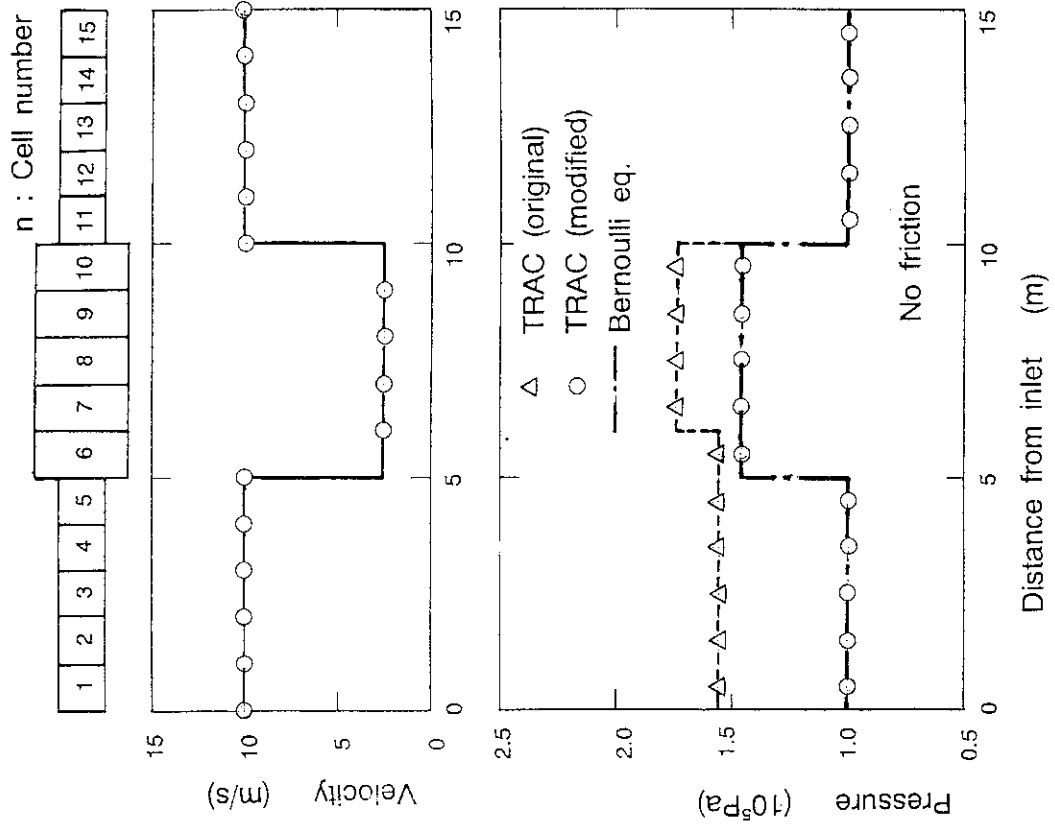


図3.2 拡大／縮小管内の圧力分布 (水単相流: TRAC-PFIコードによる)

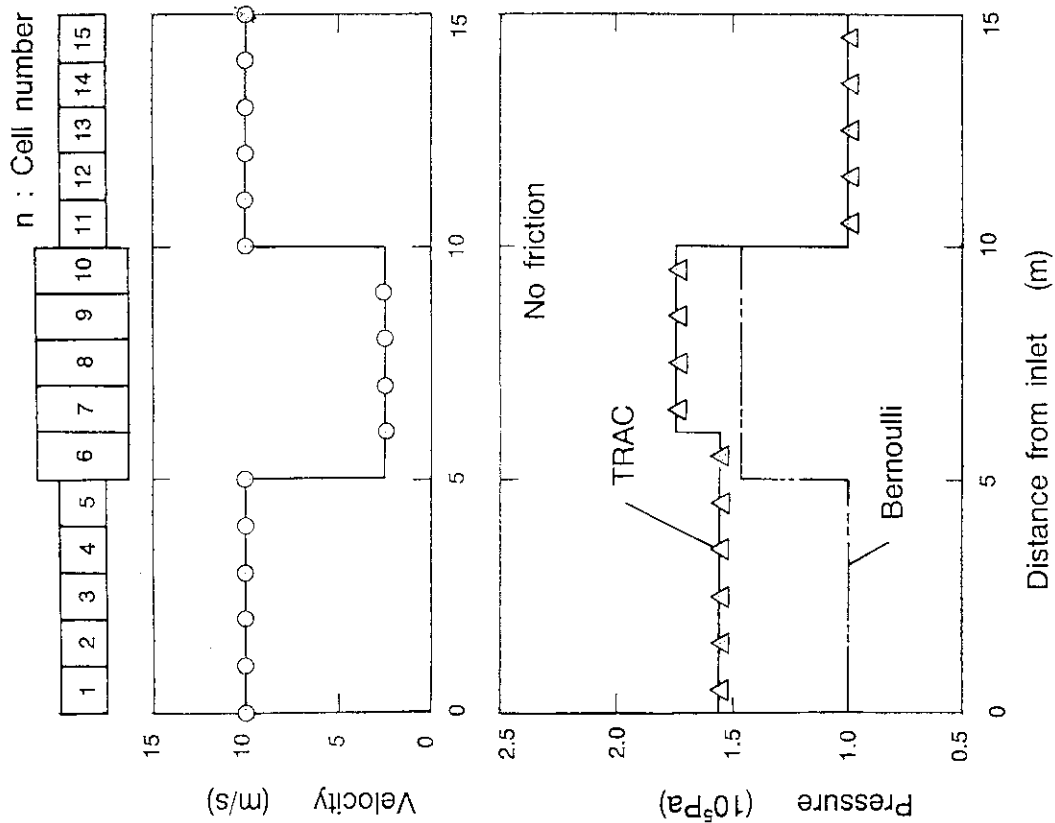


図3.3 拡大／縮小管内の圧力分布 (水単相流)

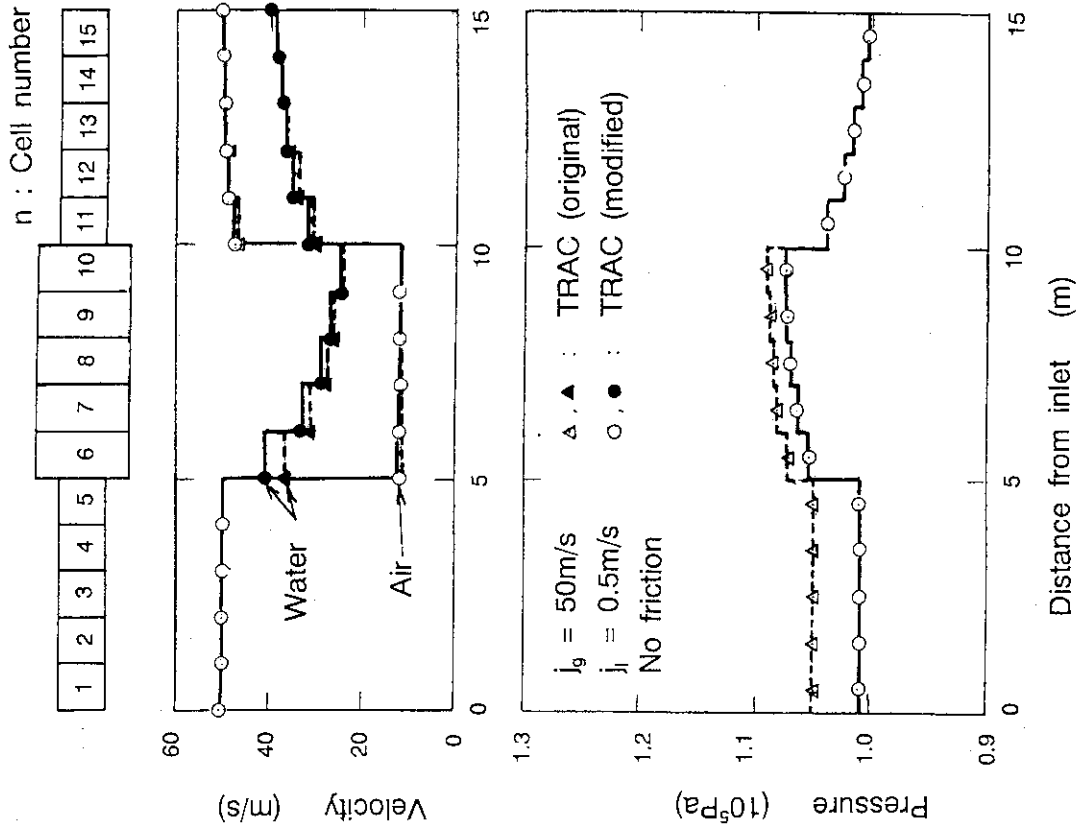


図3.5 拡大/縮小管内の圧力分布 (二相流)

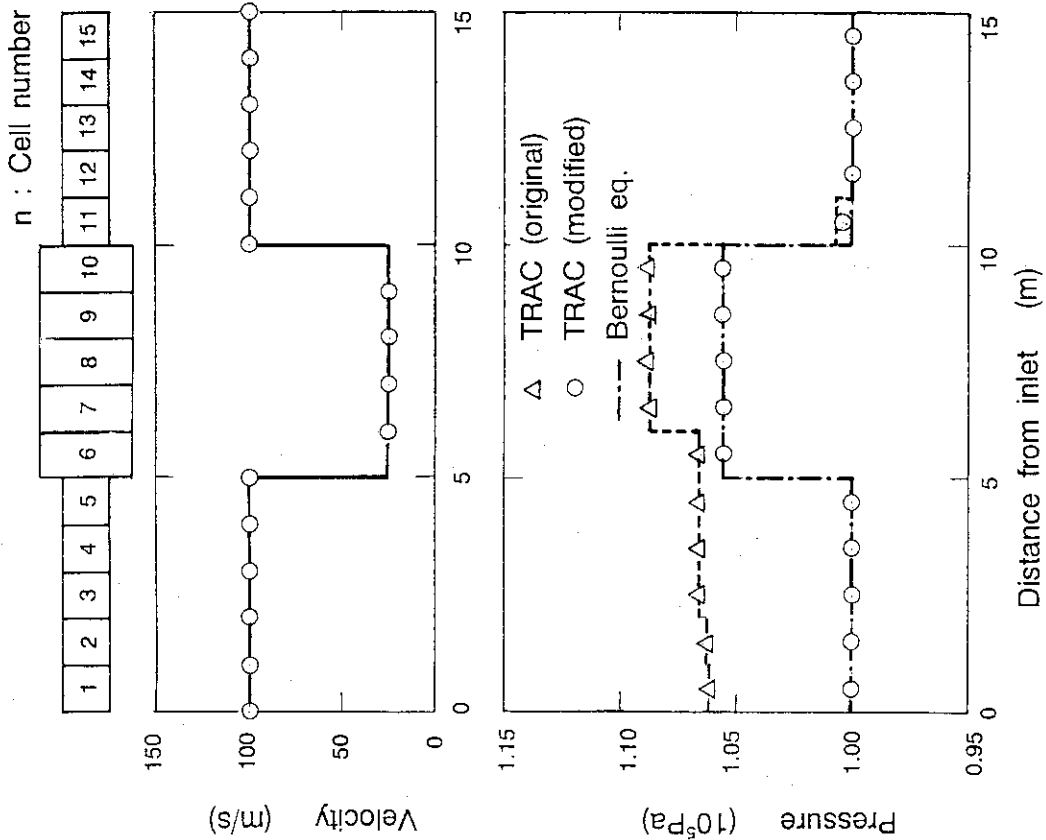


図3.4 拡大/縮小管内の圧力分布 (空気单相流)

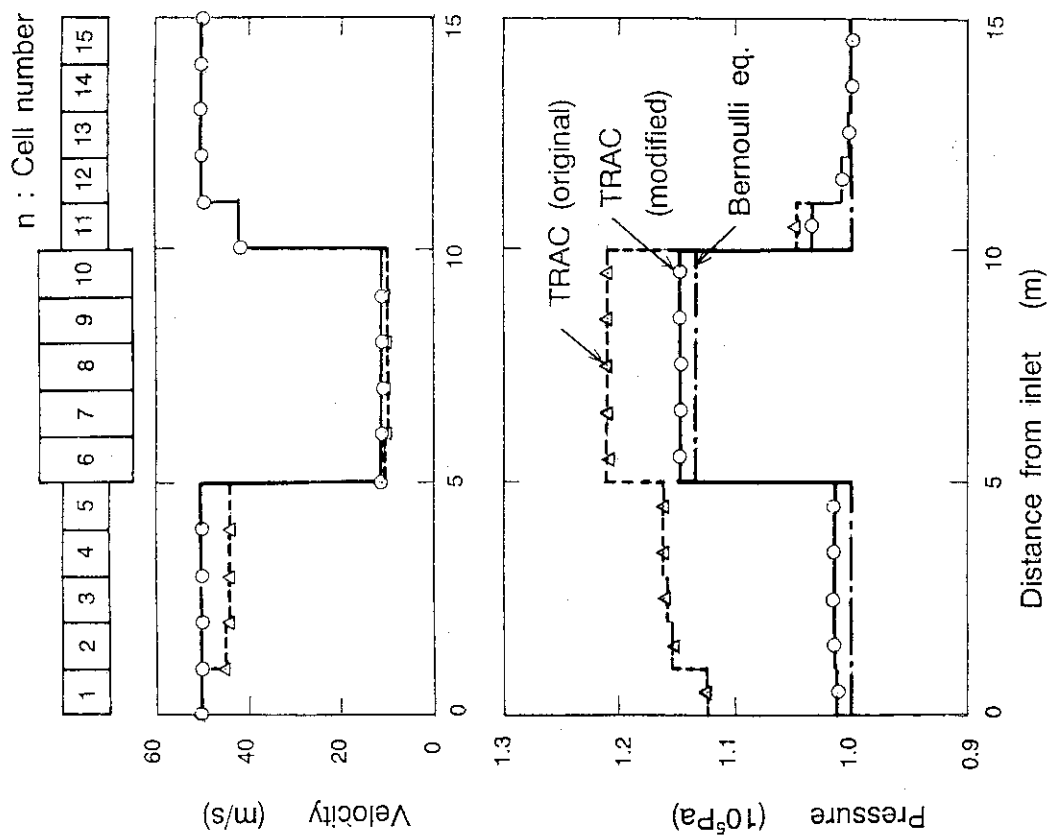


図3.6 拡大／縮小管内の圧力分布 (二相流：均質流モデル相当)

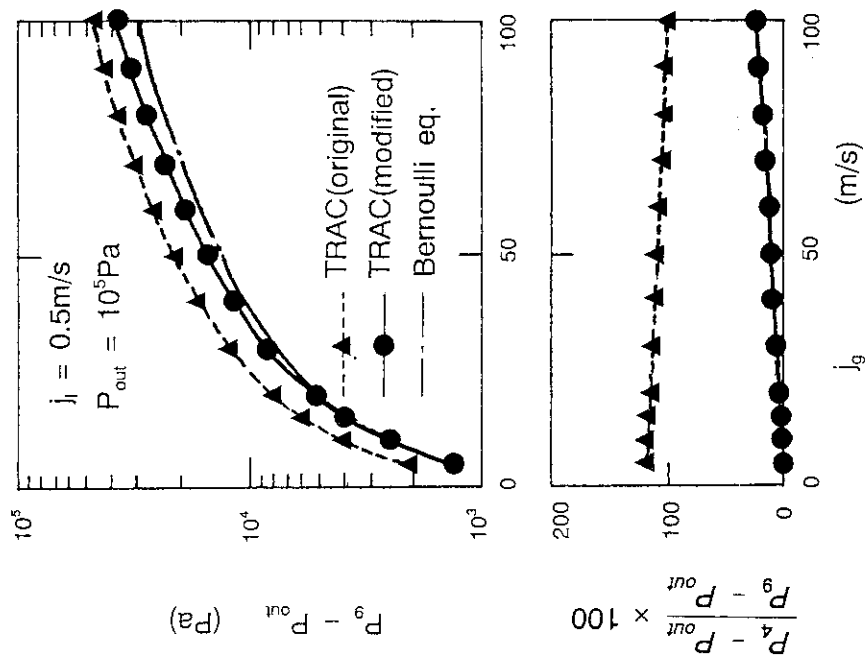


図3.7 拡大／縮小管内の圧力変化量の計算精度

## 4. 改良圧力損失計算モデルの性能評価

2章および3章において、TRAC-PF1/MOD1コードの圧力損失計算モデルの問題点の分析とその改良方法について検討した。本章では、改良圧力損失計算モデルの性能評価を行い、PWR大破断LOCA解析への適用性について検討する。

本報で問題とする壁面摩擦による圧力損失および加速損失は高流速条件で顕著になる。そこで、性能評価は、Marviken臨界流試験<sup>(16)</sup> データおよび円筒炉心試験<sup>(17)</sup> の圧力容器側コールドレグにおける圧力損失データを用いて実施した。これらの試験では高速二相流条件における圧力損失の予測が重要であり、PWR大破断LOCA模擬実験として実施された試験の中で最も大規模なものである。

### 4.1 Marviken臨界流試験データによる性能評価

図4.1に Marviken 臨界流試験装置を示す。試験装置は、圧力容器 (Pressure vessel)、放出ノズル (Discharge nozzle)、試験ノズル (Test nozzle) から構成されている。

圧力容器は、内径 5.22 m で体積が 425 m<sup>3</sup> である。圧力容器下部から 1.4 m の位置に Moderator tank と呼ばれる内部タンクの下端がある (Moderator tank はノズルに流入する流体の条件を均一化するために取り付けられた)。タンク下端には絞りが設けられていて、その流路面積は Test 4 や Test 9 のような前期に行われた試験では、5.5 m<sup>2</sup>、Test 23 や Test 24 のような後期に行われた試験では 9.0 m<sup>2</sup> であった。

放出ノズルは試験ノズルに対する助走区間にあたっている。放出ノズルの全長は 6.308 m、内径 0.752 m である。放出ノズルの中央にはボール弁が取り付けられている。この弁は試験開始時には全開されている。そして試験終了時に閉じられ、圧力容器からの流体の流出を終了させる。

放出ノズルの下端に試験ノズルが取り付けられている。内径や長さの異なるいくつかの試験ノズルを用いて試験が行われた。試験ノズルの先端にはラプチャーディスクが取り付けられている。ラプチャーディスクを破断することで流体の放出が開始される。

Marviken 実験では、試験ノズル形状、流体の初期サブクール度等をパラメータとして 27 回の試験が行われた。表4.1に評価計算を行った試験の主要な試験条件を示す。これらの試験はノズル長さや流体のサブクール度の影響に対する予測性能を調べようと考えて選定した。

図4.2にテストノズルの形状を示す。Test 4 及び Test 9 で使用されたノズルの長さは 1.976 m であり、一連の試験で使用されたノズルのなかで最も長いノズルである。Test 23 と Test 24 で用いられたノズルの長さは 0.391 m であり、一連の試験で使用されたノズルのなかで最も短いノズルである。Test 4 と Test 24 では流体の初期サブクール度は約 30 K である。これに対して、Test 9 と Test 23 での流体の初期サブクール度は数 K である。

図4.3に予測性能評価で用いた入力データを示す。テストノズル部についてはセル長さを約 0.05 m として入力データを作成した。実験報告書に記述された条件表から、サブクール領域、飽和水領域及び液面位置を決め、圧力容器内の初期温度分布を設定した。放出ノズル部の流体温度は、報告書に記載された容器下端の流体温度と試験ノズル入口の流体温度から線形内挿して定めた。また、試験ノズル部の初期温度は放出ノズル部の温度勾配を外挿して定めた。

流路面積の拡大/縮小部における永久圧力損失係数は、オリジナルのTRAC-PF1コードでは0とした。これは、拡大/縮小部では差分法による誤差のために大きな圧力損失が0を入力しても計算されていること

による。<sup>(2)</sup> また、オリジナルのTRAC-PF1コードによる評価計算において、0とした時に測定結果と最も一致する結果が得られたからである。改良圧力損失計算モデルによる計算では、流路面積比の関数で与えられるコード内蔵の相関式を用いて圧力損失係数を与えた。

#### 4.1.1 TRAC-PF1コードとの比較

図4.4にオリジナルのTRAC-PF1コードと改良圧力損失計算モデルを組み込んだTRACコードの計算結果を比較して示す。改良モデルを組み込んだTRACコードによる計算結果は、オリジナルのTRACコードによる計算結果に比べて、初期の減圧が早い。また、出口流量は初期に大きく、後半ではほぼ等しい。

オリジナルのTRACコードと改良モデルを組み込んだTRACコードの計算条件を比較すると、ノーディングや初期条件は同一であるが、以下の点で相違している。

- (1) 壁面剪断応力のパーティショニング方法(2.1節参照)
- (2) 流路の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法(3章参照)
- (3) 拡大/縮小部における永久圧力損失係数の入力値
- (4) 出口部の境界条件の与え方

オリジナルのTRACコードでは、出口境界に接するセル長さ(このケースでは0.056m)だけ離れた点で流速が0として出口境界条件を与えられた。これに対して改良モデルを組み込んだTRACコードでは、運動量保存式の差分方法の変更に伴って、出口境界条件を与え方も同時に変更された。類似の条件を与えるために、ユーザー入力値で与えた長さだけ離れた点で流速が0になるとして出口境界条件を与えられるように計算コードを変更した。本ケースでは10 mを入力した。

オリジナルのTRACコードによる計算結果と改良モデルを組み込んだTRACコードによる計算結果が相違した原因を調べるために、表4.2に示す感度解析計算を行った。図4.4に示した計算結果は、ケース0(TRACコード)とケース7(改良モデルを組み込んだTRACコード)に相当する。なお、ケース1からケース7の計算は、いずれも改良モデルを組み込んだTRACコード(またはその一部を変更したコード)を用いて行った。改良モデルを組み込んだTRACコードでは圧力損失計算モデル以外のモデルを変更されていた。そこでそのような変更が与える影響を評価するためにケース1の計算を行った。

ケース1の計算は、オリジナルのTRACコードと等価と考えられるものである。図4.5にケース1の結果をオリジナルのTRACコードによる結果と比較して示す。両者はほぼ一致している。このことから、改良モデルを組み込んだTRACコードに含まれていた圧力損失計算モデル以外の変更による影響を無視できることを確認できた。

ケース2とケース3の計算では、壁面剪断応力のパーティショニング方法の修正と、拡大/縮小部における永久圧力損失を考慮するか否かの影響について調べた。図4.6に示すように、パーティショニング方法のみを変更したケース3の結果はTRACコードによる結果とほぼ一致している。パーティショニング方法の変更が計算結果に与えた影響が小さかったことがわかった。一方、拡大/縮小部での永久圧力損失を考慮したケース2の結果では、TRACコードによる結果と比べて流量が小さい。永久圧力損失を考慮したことで、流動抵抗が増し流量が小さくなったと考えられる。

ケース4とケース5の計算では、拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の修正の影響について調べた。拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法を修正したケース4の結果は、図4.7に示す様に、

TRACコードによる結果に比べて流量を大きめに計算する。ケース4の計算では、壁面摩擦応力のパーティショニング方法の修正も含まれている。パーティショニング方法のみを変更したケース3の結果はTRACコードによる結果とほぼ一致していた。したがって、ケース4でみられた流量の違いが運動量保存式の差分方法の修正により生じたと考えられる。TRACコードの差分方法では拡大/縮小部において仮想的な圧力損失を生成していた。この圧力損失のために、TRACコードによる結果はケース4の結果よりも低めの流量を計算したと考えられる。ケース5の計算では、ケース4に加えて拡大/縮小部の永久圧力損失が考慮されている。その結果、ケース4に比べて低い流量が計算されている。また、運動量保存式の差分方法の修正により生じた流量増加が拡大/縮小部の永久圧力損失を考慮したことに伴う流量低下を上回ったためにTRACコードによる結果よりも大きな流量が計算されている。

ケース6とケース7では、出口境界条件の与え方の影響について調べた。図4.8に示す様に流速を0とするまでの長さの与え方の影響は小さい。

以上の結果から、オリジナルのTRACコードと改良圧力損失計算モデルを組み込んだTRACコードの計算にみられた違いに対して、

- 1) 壁面剪断応力のパーティショニング方法の変更による影響は小さいこと、
  - 2) 拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の変更により、仮想的な圧力損失がなくなったために、流量は大きく計算されること
  - 3) 拡大/縮小部の永久圧力損失を考慮することで流量は小さく計算されること
  - 4) 出口境界において、流速が0となる点までの距離の与え方の影響は小さいこと
- がわかった。また、2)の効果が3)の効果を上回ったために、図4.4に示したように、改良モデルを組み込んだTRACコードによる流量はオリジナルのTRACコードによる流量よりも高くなったことがわかった。

#### 4.1.2 Marviken試験解析による性能評価

従来行ったTRACコードの性能評価結果では、(永久圧力損失係数を調節することで) コールドレグの両端破断のような大口径管で生じる臨界流に対して実用上十分な精度で臨界流流量を予測することができていた。ところが、前節の検討により、拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の変更のために、改良モデルを組み込んだTRACコードによる計算ではTRACコードに比べて破断口からの流出流量がやや大きく計算される傾向のあることがわかった。そこで、大口径管による臨界流実験の代表的なケースであるMarviken試験解析を改良モデルを組み込んだTRACコードを用いて行い、予測性能を再評価することとした。

図4.9及び図4.10にMarviken試験 Test 4 のブローダウン開始後 10 秒と 40 秒におけるテストノズル部の圧力分布を示す。

実験結果の 10 秒後の分布をみると、

- 1) テストノズル入口で大きな圧力差を生じている。
- 2) テストノズル入口から 20 cm の圧力はややアンダーシュートを示している。
- 3) テストノズル中の圧力はほぼ一定である。
- 4) テストノズルの出口部で大きな圧力差を生じている。

ことが特徴としてあげられる。このような特徴のうち、1)、3)、及び、4) については計算結果でよく再現できている。2)の特徴については、計算結果では現われていない。ブローダウン開始後10秒後においては、テストノズル入口では水は約 20 K のサブクール度を持った状態であった。またテストノズル

部では液はわずかに過熱されていた。このような熱的非平衡性の存在する状況下での圧力のアンダーシュート現象の予測性能が十分でないために、テストノズル入口付近での圧力のアンダーシュート現象を再現できなかったものと思われる。

ブローダウン開始後 40 秒において、流体は二相流としてほぼ飽和状態でテストノズルに流入していた。この時の測定された圧力分布をみると、

- 1) テストノズル入口で大きな圧力差を生じていない。
- 2) テストノズル内では圧力はほぼ直線分布をしており、下流側へと圧力が徐々に下がっている。
- 3) テストノズル出口で大きな圧力差を生じている。

ことが特徴としてあげられる。これらの特徴は、計算結果でよく再現できている。

オリジナルのTRACコードにより計算されたブローダウン開始後 10 秒の圧力分布は改良モデルを組み込んだTRACコードによる計算結果とほぼ一致している。また、ブローダウン開始後 40 秒の圧力分布は改良モデルを組み込んだTRACコードによる計算結果に比べて約 0.2 MPa 低い同様な分布を与えている。改良モデルを組み込んだTRACコードにより、オリジナルのTRACコードで永久圧力損失係数をチューニングしたケースと同程度の精度でテストノズル部の圧力分布を予測できている。

図4.11に、Test 4 と Test 9 における放出ノズル入口における圧力とテストノズルからの流出流量を示す。Test 4 では流体の初期サブクール度は約 30 K であったのに対して、Test 9 では流体の初期サブクール度は数ケルビンと小さな値であった。Test 4 及び Test 9 で使用されたノズルの長さは 1.976 m であり、初期サブクール度を除けば両試験の条件はほぼ同一であった。圧力と流出流量について、改良モデルを組み込んだTRACコードの計算結果は測定結果とほぼ一致している。また、入口サブクール度が大きくなることで、流出流量が大きくなり減圧速度が大きくなっている。その傾向は、改良モデルを組み込んだTRACコードによっても予測されている。

図4.12に、Test 4 と Test 24 における放出ノズル入口における圧力とテストノズルからの流出流量を示す。Test 4 で使用されたノズルの長さは 1.976 m であったのに対して、Test 24 では長さ 0.391 m のノズルが使用された。また Test 24 では初期液位が 17.59 m であったのに対して、Test 24では 19.88 m であり、初期の蒸気体積に違いがあった。その他の条件については両試験ではほぼ同一であった。流出流量についてみると、初期ではTest 4 のほうが大きく、中間では逆転してTest 4 のほうが小さくなり、後半では両試験でほぼ等しくなっている。実験でみられている上述の傾向は改良モデルを組み込んだTRACコードによる計算でも再現されている。圧力についてみると、初期蒸気体積の小さかったTest 24 のほうがTest 4 よりも早く減圧している。その傾向も計算でよく再現されている。

#### 4.1.3 まとめ

Marviken試験 Test 4 を対象として、オリジナルのTRACコードと改良モデルを組み込んだTRACコードの計算結果を比較検討した。その結果、

- 1) 壁面摩擦力のパーティショニング方法の変更と出口境界条件の与え方の変更が流出流量に与える影響は小さいこと
- 2) 改良モデルを組み込んだTRACコードでは拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法が変更されたために、拡大/縮小部の仮想的な圧力損失が小さくなること、その結果TRACコードに比べて流出流量が大きめに計算されること



がわかった。

Marviken試験のTest 4, Test 9 及び Test 24 について改良モデルを組み込んだTRACコードを用いて計算を行い、実験結果と比較検討した。改良モデルを組み込んだTRACコードは、ノズル入口でサブクール状態にある時の圧力のアンダーシュート量を再現できなかったが、流出流量や圧力分布、圧力履歴をほぼ予測することができた。また入口サブクール度、ノズル長さ、初期蒸気体積の影響を妥当に再現した。コールドレグのような大口径管の両端破断についての計算において、改良モデルを組み込んだTRACコードにより実用上十分な精度で臨界流の計算を行えることが確認できた。

#### 4.2 円筒炉心試験データによる性能評価

円筒炉心基準試験データを用いて、圧力容器側破断コールドレグ部圧力損失に対する予測性能を評価した。計算には、図4.13に示した入力データを用いた。流路の拡大部、縮小部には流路面積比の関数として与えられる相関式<sup>(16)</sup>で求めた摩擦損失係数を、バルブ部に対してはバルブのCV値から定めた摩擦損失係数を入力した。入口の蒸気流量と水流量は測定値を折れ線近似してテーブル入力で与えた。また、出口圧力も測定値を用いて入力として与えた。図4.14に計算の境界条件として用いた入口の蒸気流量と水流量および出口圧力を示す。

図4.15に破断コールドレグ圧力損失の計算結果を測定結果と比較して示す。改良圧力損失計算モデルを組み込んだTRACコードの計算結果は、オリジナルのTRACコードよりも、測定結果との一致がよい。パーティショニング方法と拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の修正により圧力損失の予測精度が改善されている。

表4.1 Marviken臨界流試験の試験条件

項目	試験名			
	Test 4	Test 9	Test 23	Test 24
蒸気ドーム圧力 (MPa)	4.94	5.02	4.96	4.96
飽和温度 (K)	537	537	537	537
初期水温 (K)	500	534	534	504
初期液位 (m)	17.59	18.15	19.85	19.88
ノズル長さ (m)	1.976	1.976	0.391	0.391
破断口口径 (m)	0.509	0.509	0.500	0.500

表4.2 Marviken臨界流試験Test 4によるパラメータ解析の計算条件

ケース名	項目				備考
	壁面剪断応力のパーティションング方法	拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法	拡大/縮小部の永久圧力損失	流速が0となるまでの出口部長さ	
ケース 0	オリジナル	オリジナル	0	0.056 m	TRAC-PF1コードによる計算
ケース 1	オリジナル	オリジナル	0	0.056 m	修正TRACコードによる等価な計算
ケース 2	修正モデル	オリジナル	考慮する	0.056 m	
ケース 3	修正モデル	オリジナル	0	0.056 m	
ケース 4	修正モデル	修正モデル	0	0.056 m	
ケース 5	修正モデル	修正モデル	考慮する	0.056 m	
ケース 6	修正モデル	修正モデル	0	10 m	
ケース 7	修正モデル	修正モデル	考慮する	10 m	

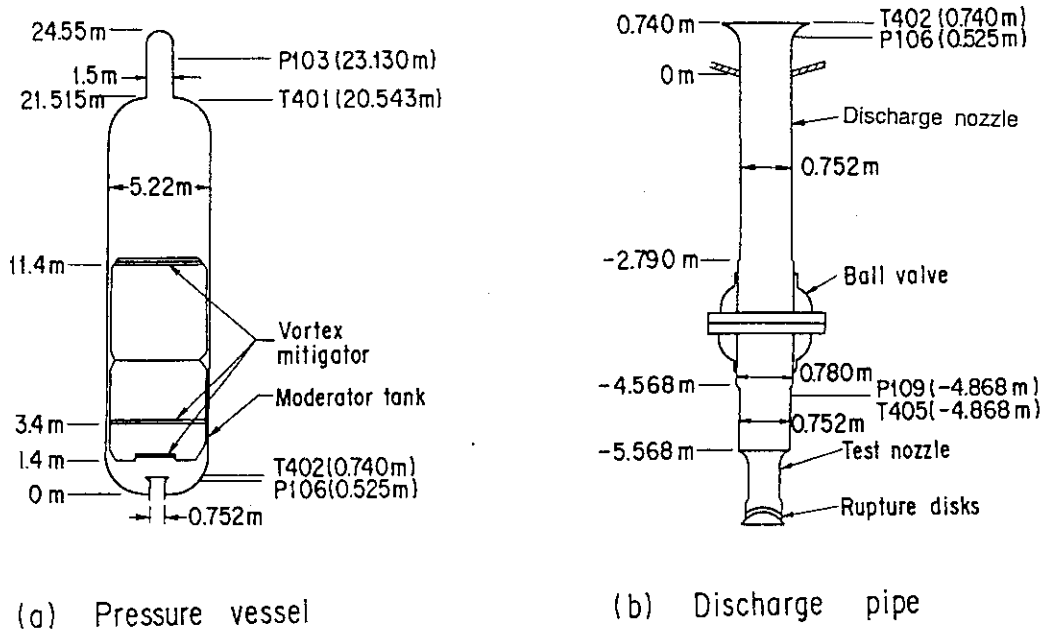


図4.1 Marviken臨界流試験装置

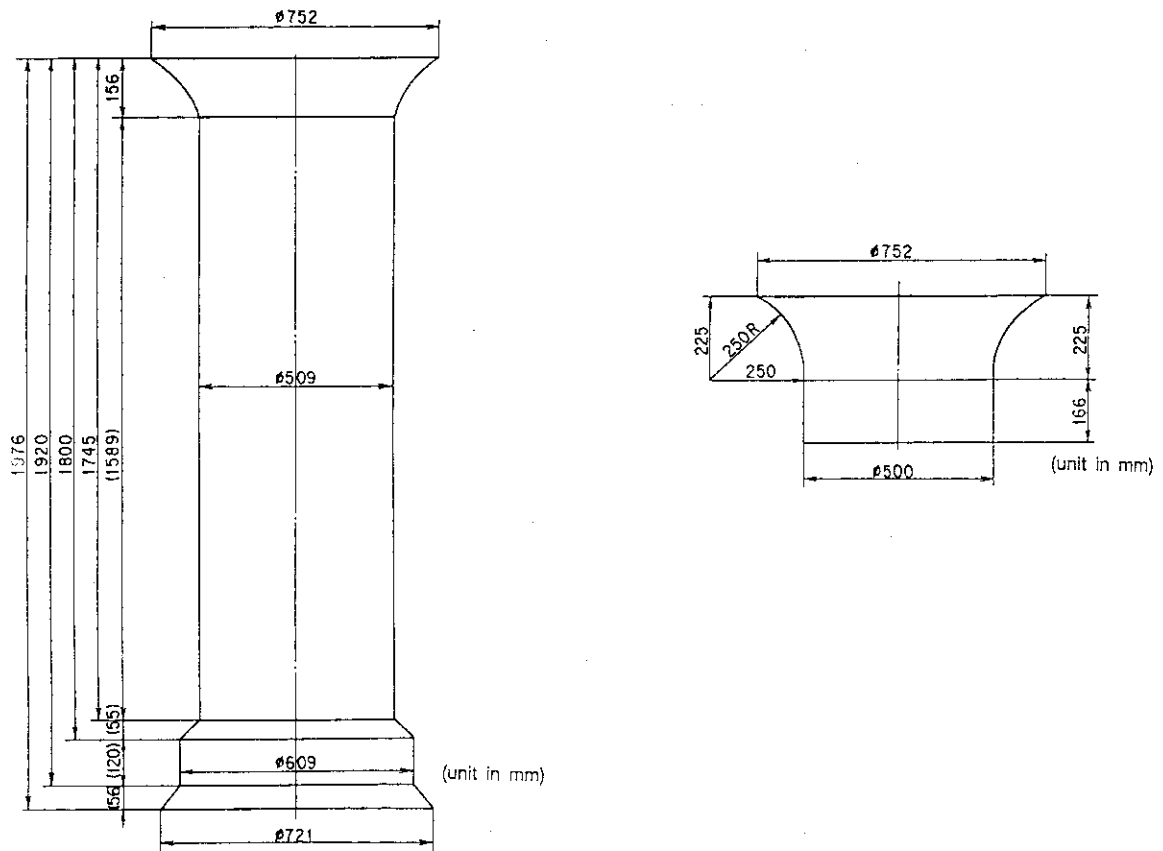


図4.2 Marviken臨界流試験テストノズルの形状

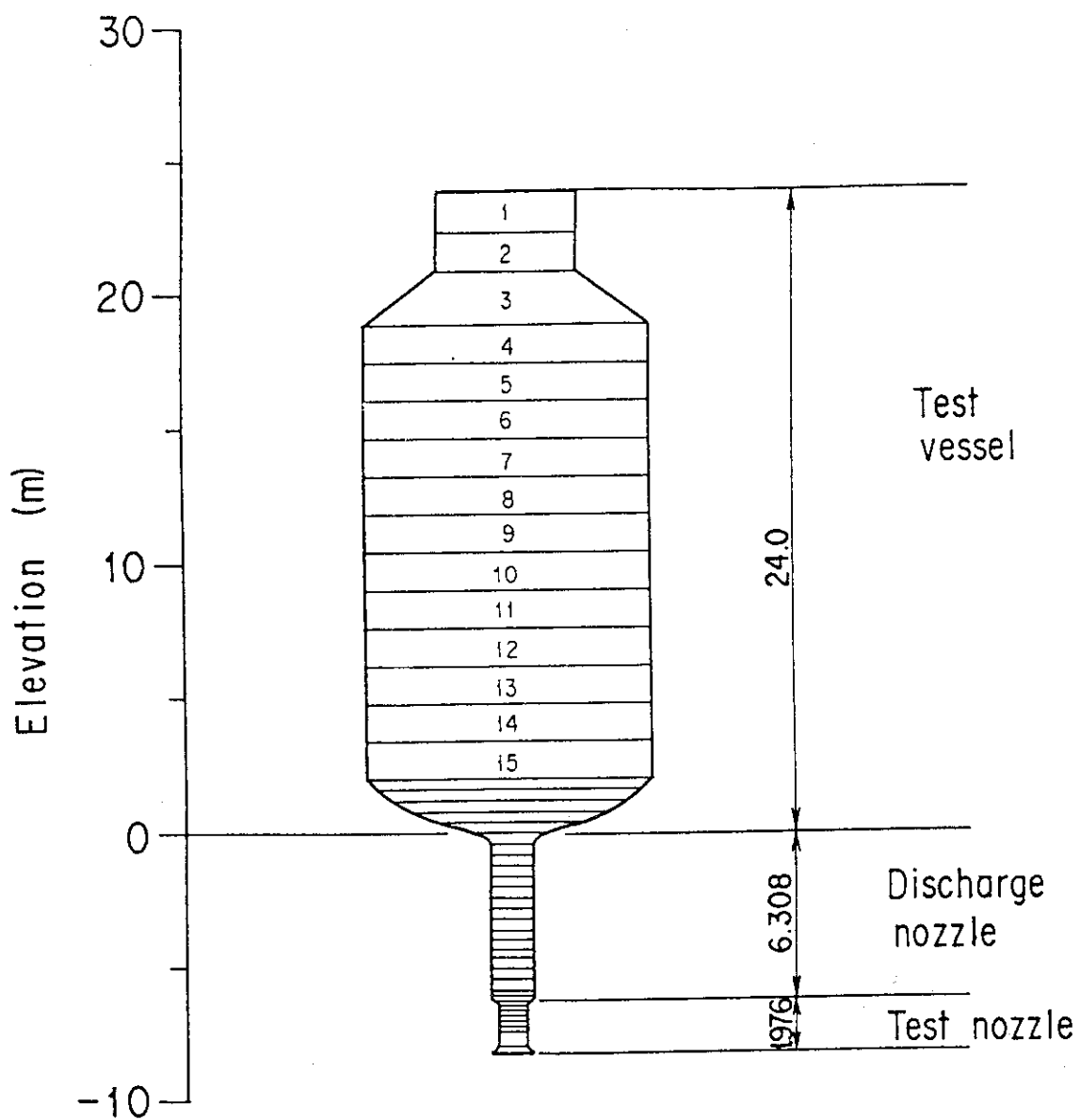


図4.3 Marviken臨界流試験解析用入力データの概要

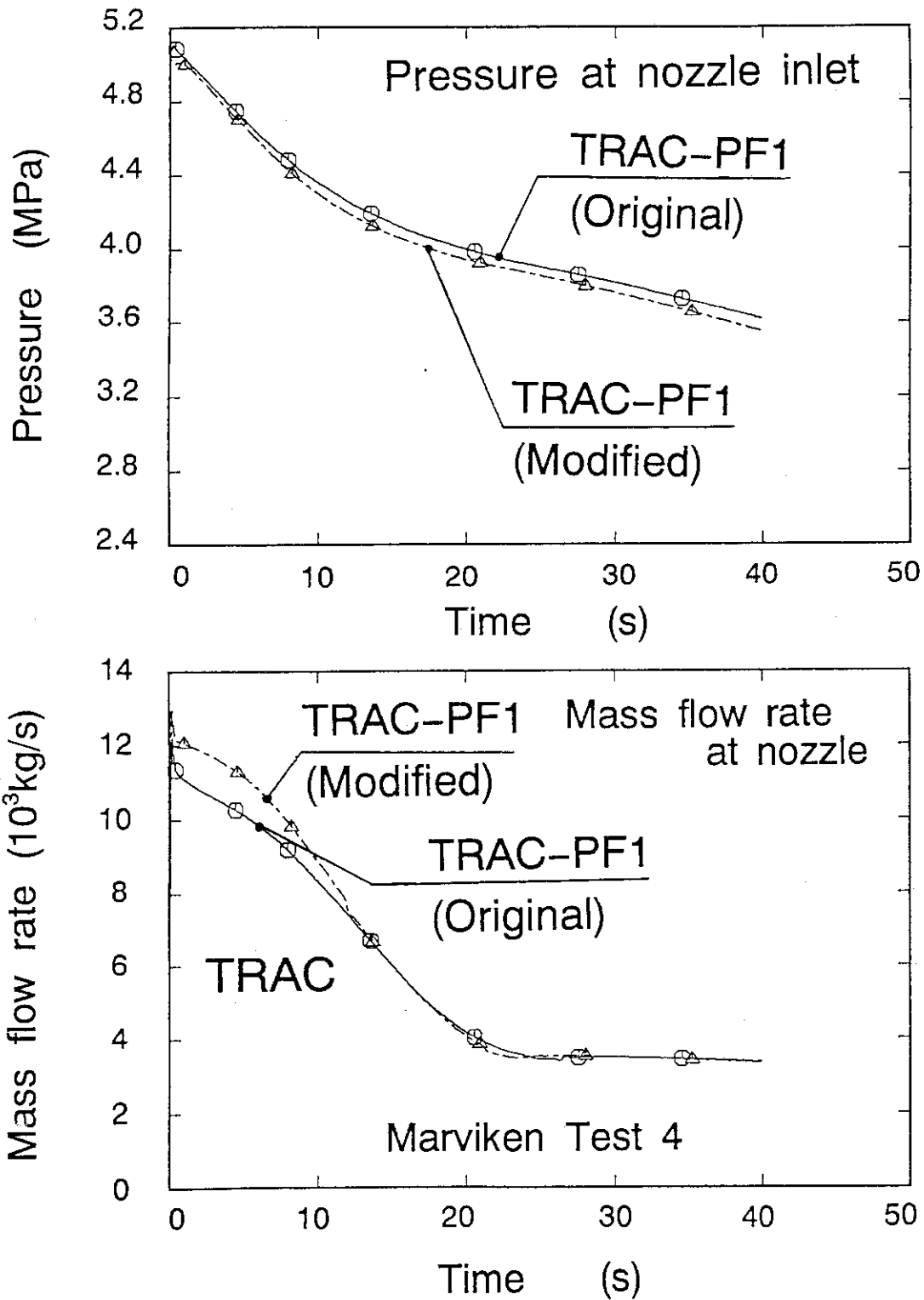


図4.4 Marviken臨界流試験解析における圧力損失計算モデル改良の影響

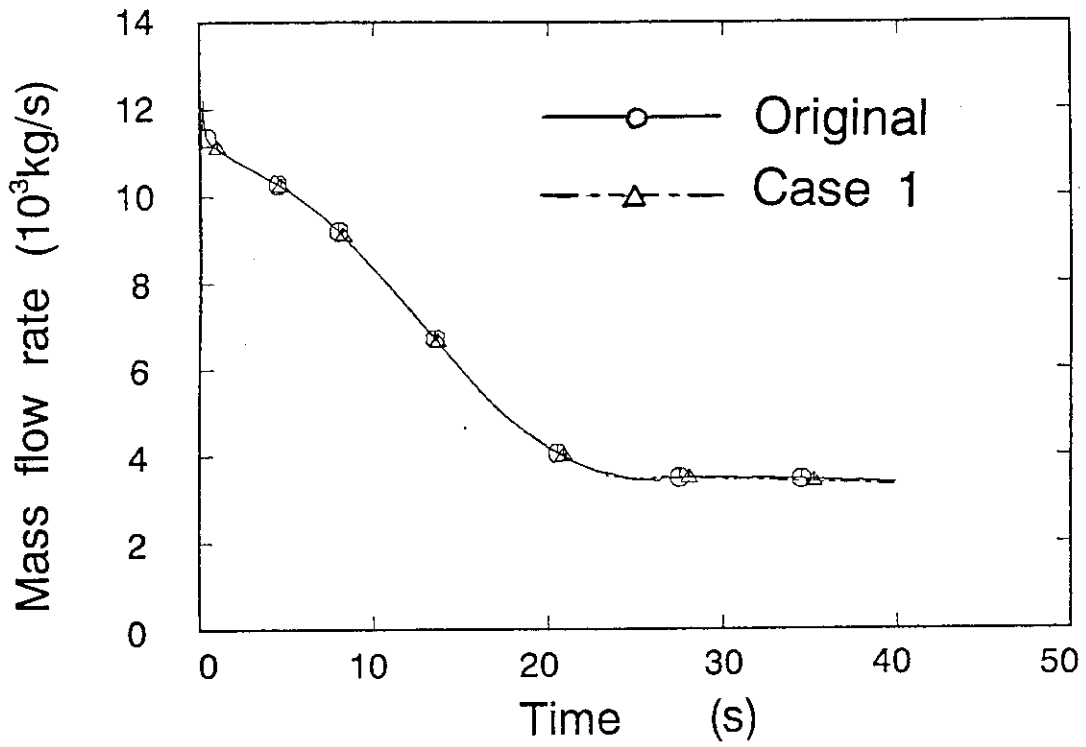


図4.5 TRACコード（オリジナル版）による結果との比較

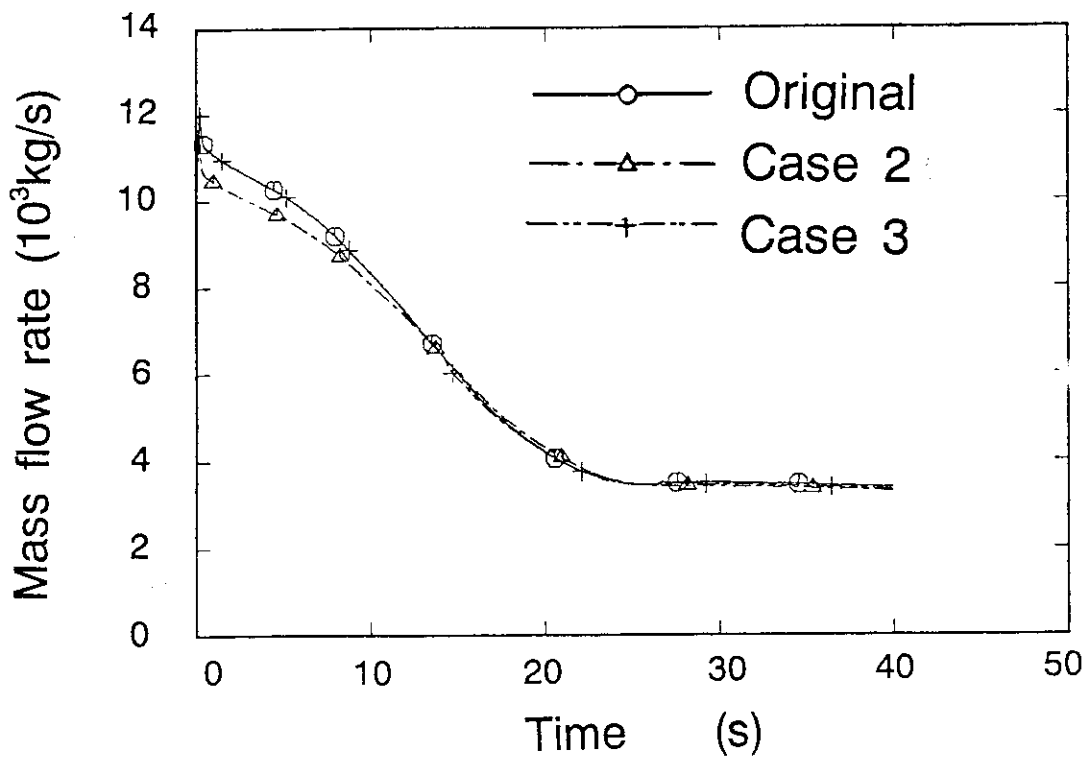


図4.6 壁面剪断応力のパーティショニング方法変更の影響

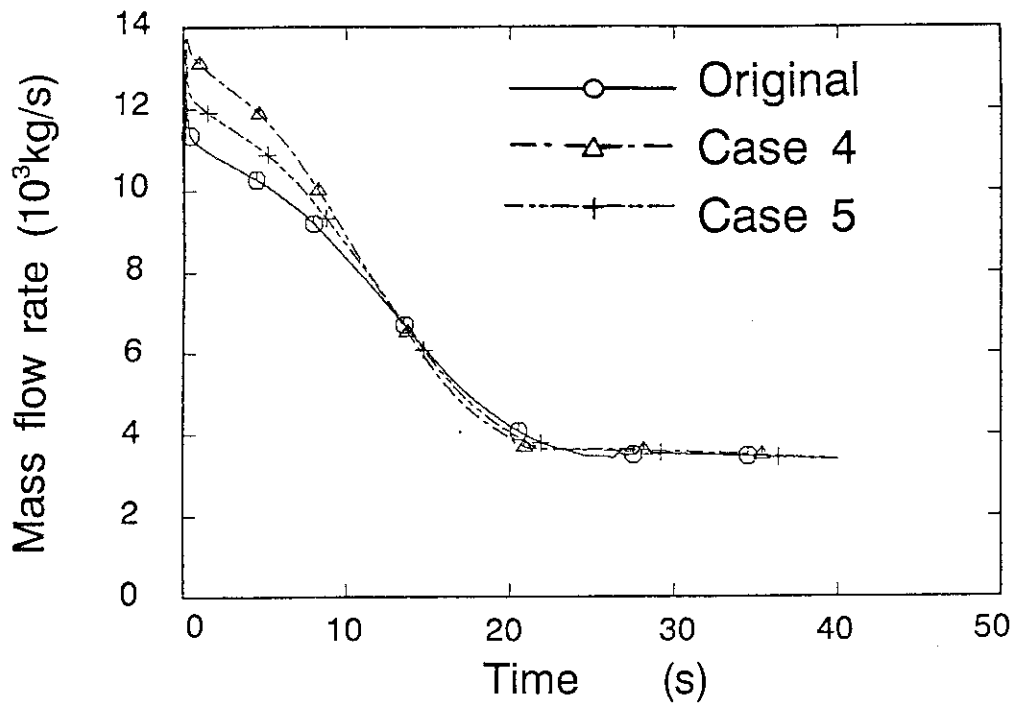


図4.7 拡大／縮小部における運動量保存式差分方法の改良による影響

(ケース4：差分方法変更＋パーティショニング方法変更＋永久圧力損失無視)

ケース5：差分方法変更＋パーティショニング方法変更＋永久圧力損失考慮)

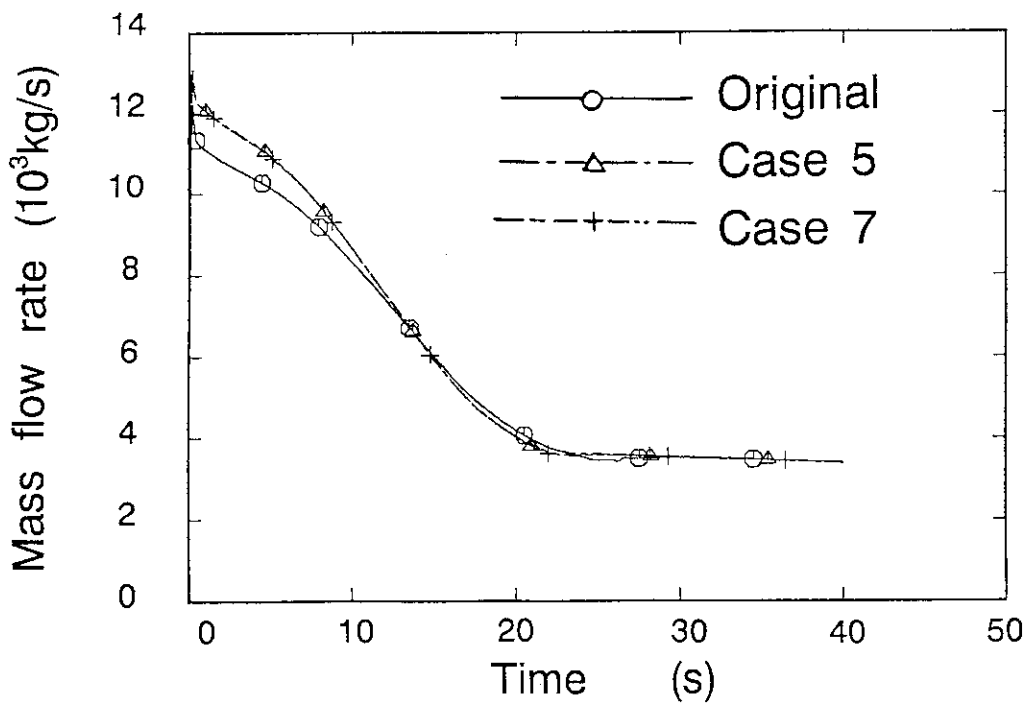


図4.8 出口境界条件の与え方の影響

(ケース5：出口から0.056m下流で流速0)

ケース7：出口から10m下流で流速0)

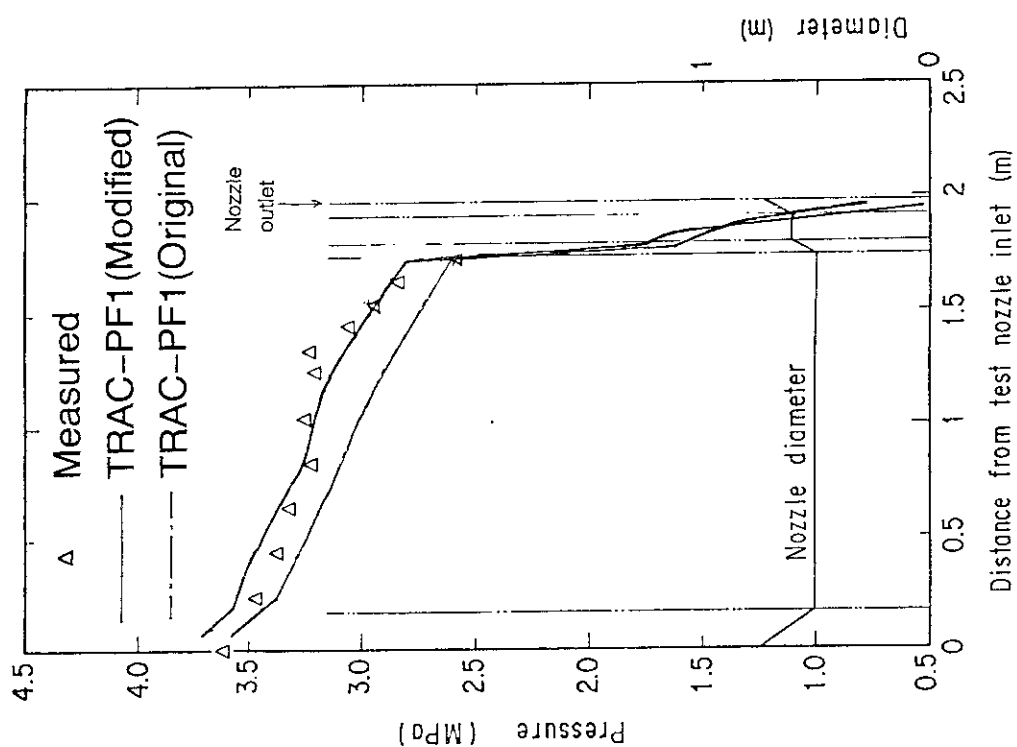


図4.10 Marviken臨界流試験 (Test 4) におけるテストノズル内圧力分布 (ブローダウン開始後 40秒)

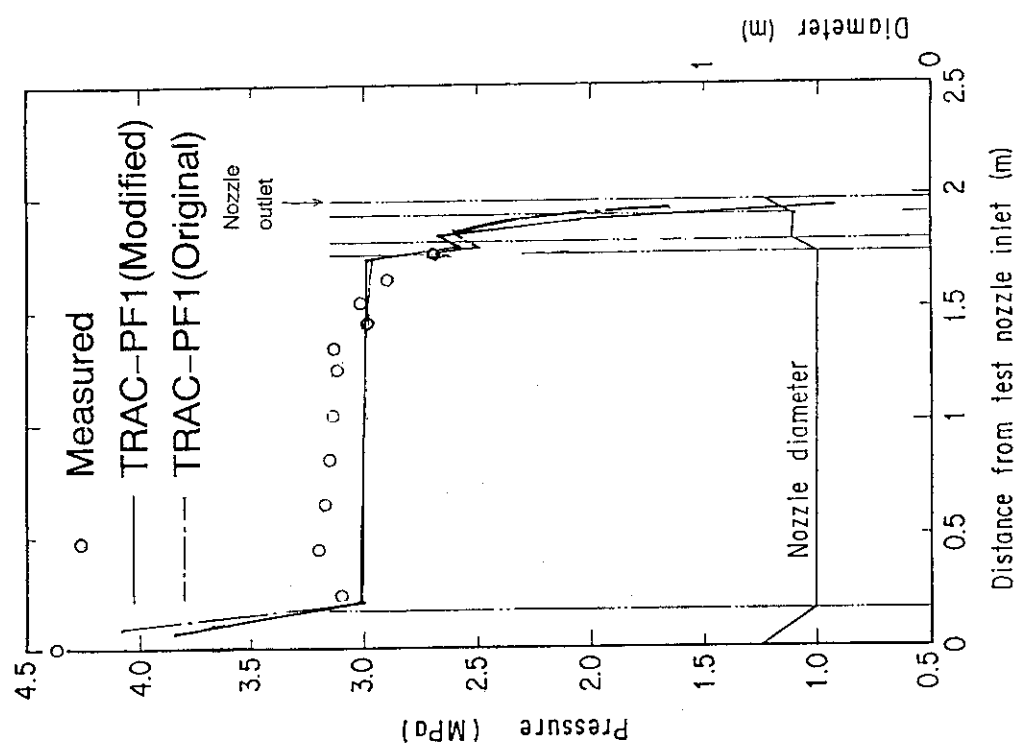


図4.9 Marviken臨界流試験 (Test 4) におけるテストノズル内圧力分布 (ブローダウン開始後 10秒)



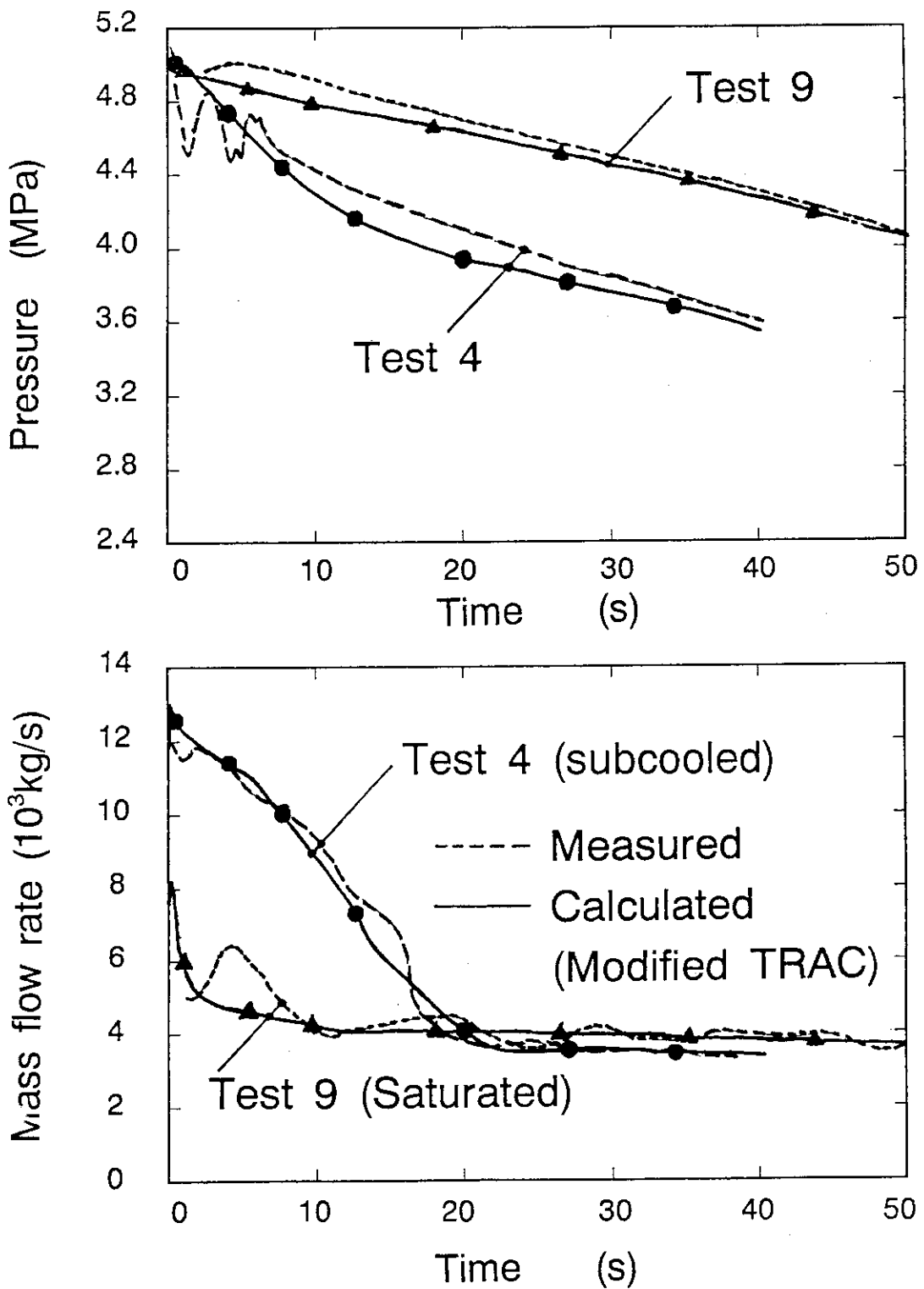


図4.11 改良圧力損失計算モデルの予測性能評価結果  
 (入口サブクール度の臨界流に対する影響)

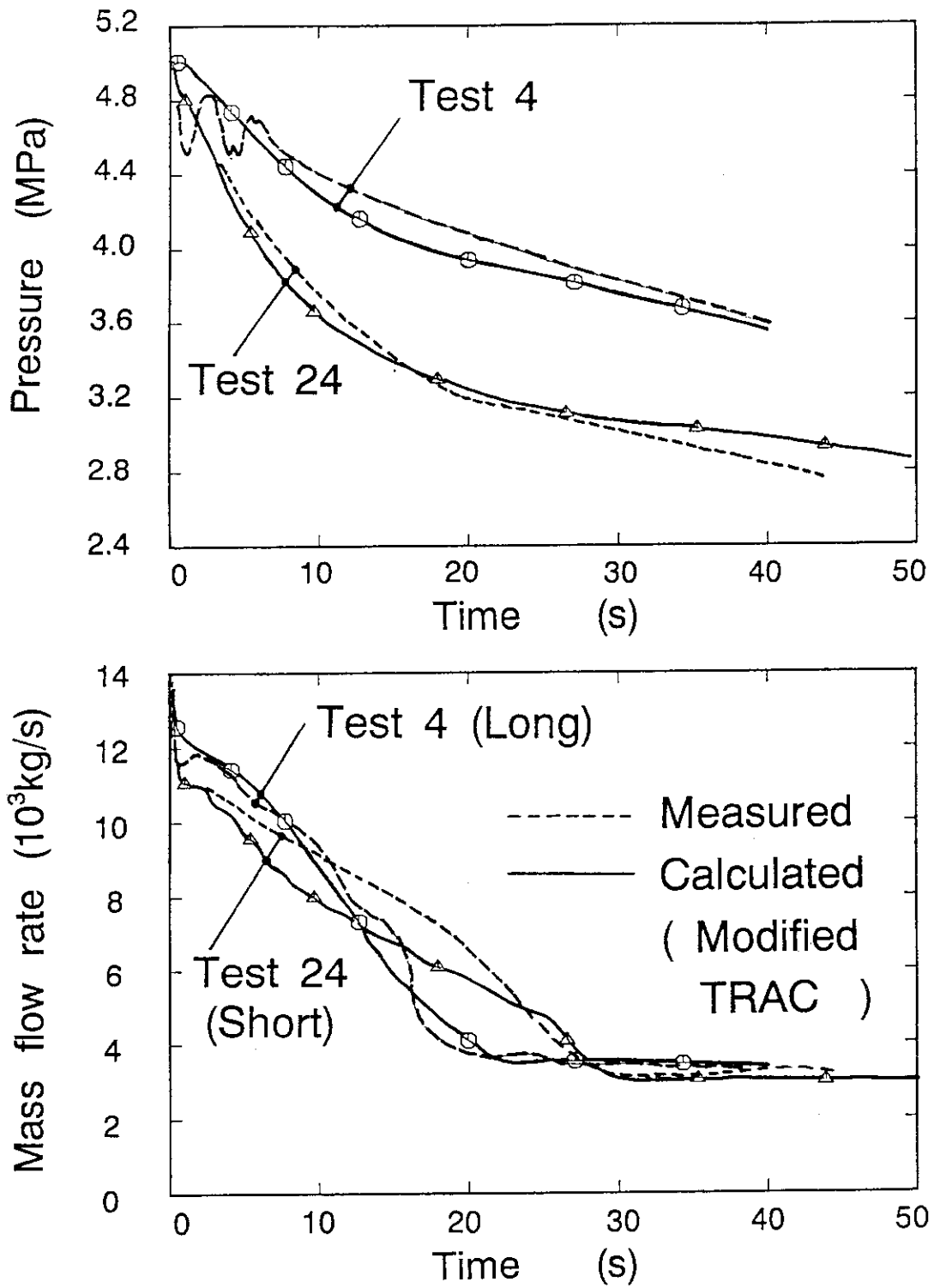


図4.12 改良圧力損失計算モデルの予測性能評価結果  
(テストノズル長さの臨界流に対する影響)

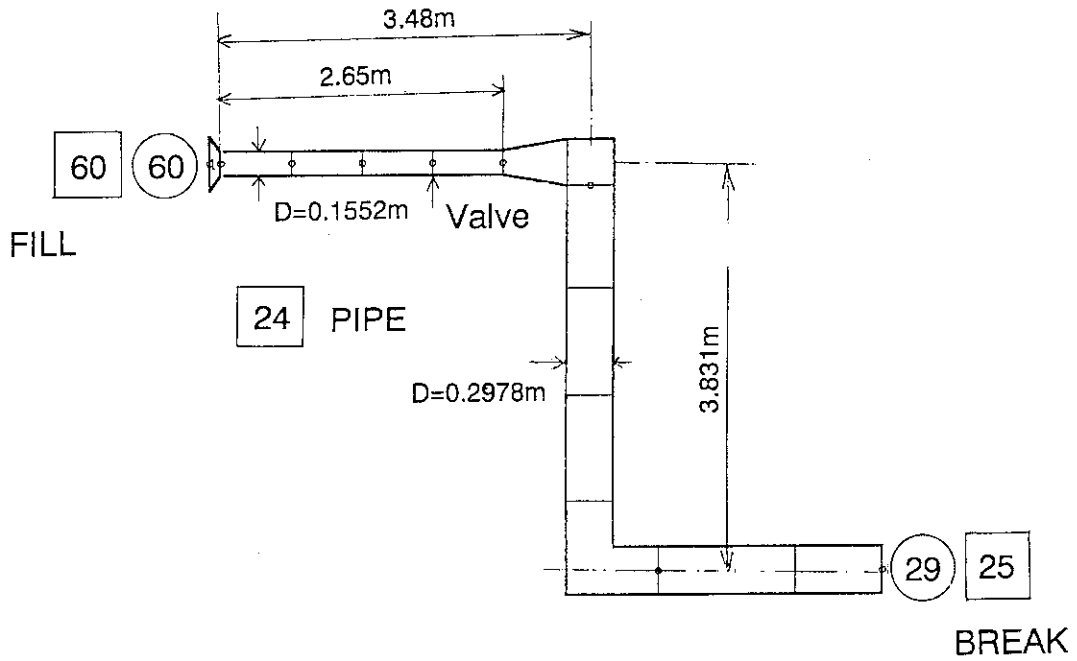


図4.13 円筒炉心試験装置の圧力容器側破断コールドレグ部圧力損失解析用入力データ

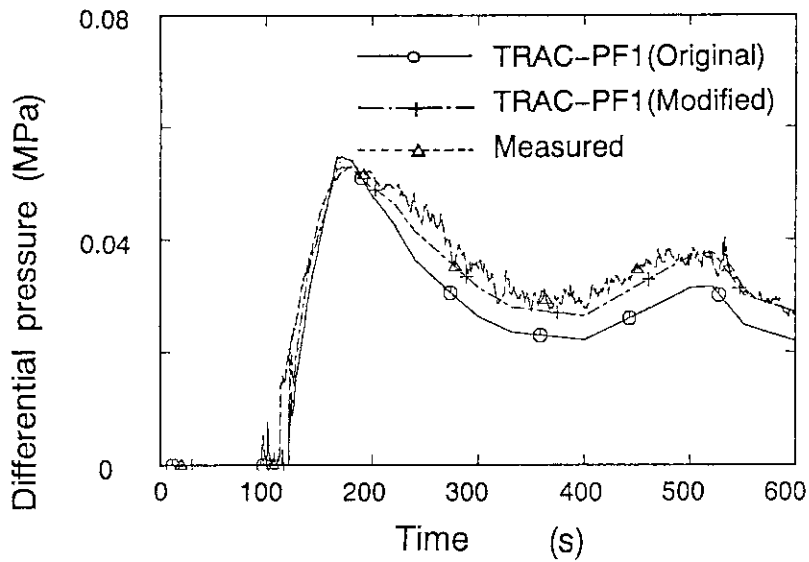


図4.15 圧力容器側破断コールドレグ部における圧力損失（計算値と測定値の比較）

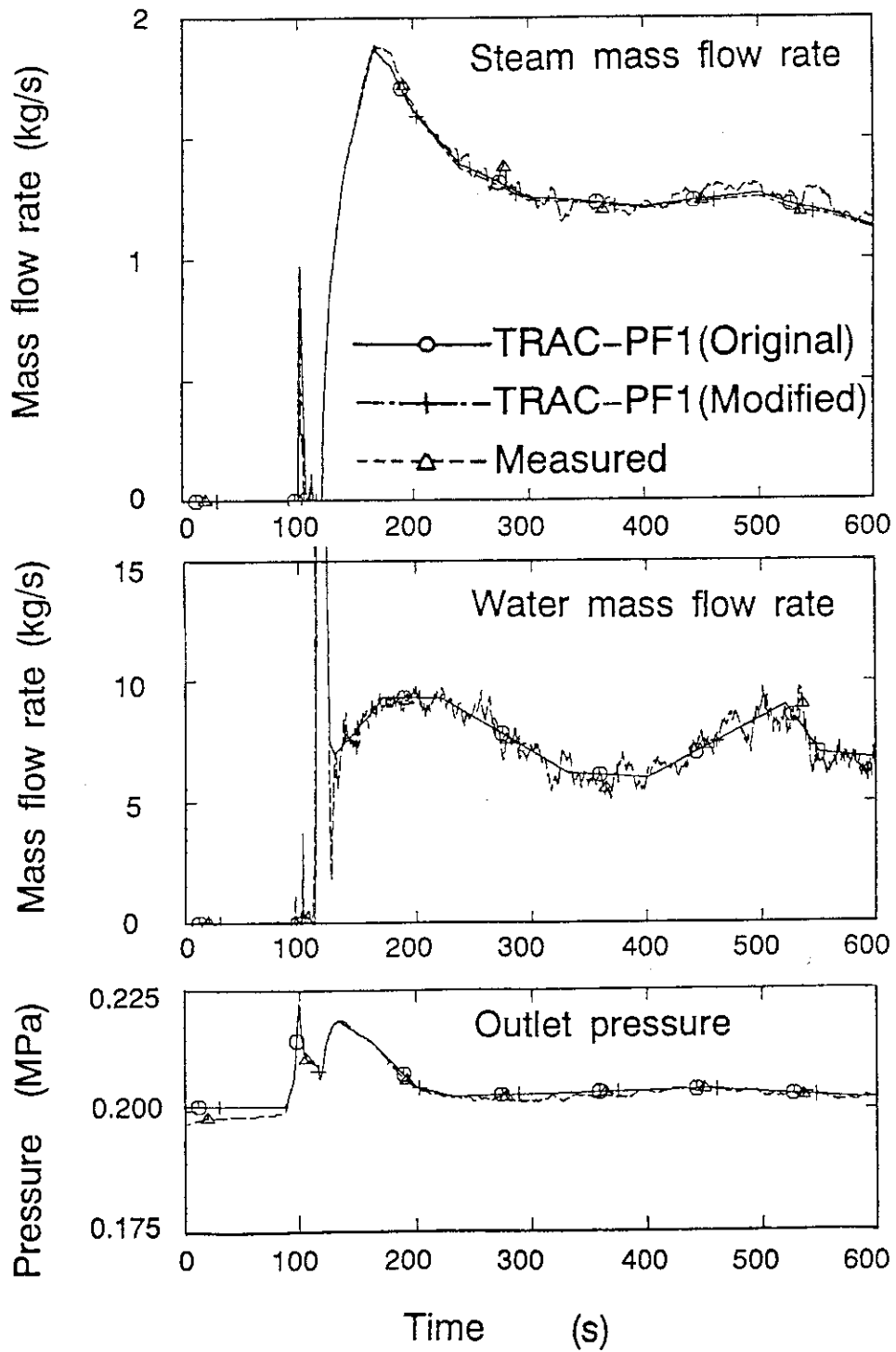


図4.14 計算に用いた境界条件 (圧力容器側破断コールドレグ部圧力損失解析)

## 5. 結 論

PWRプラント内の熱水力挙動の解析では、各部の圧力バランスにより流体の流れ方向が決定されるため、各部の圧力損失を正しく予測することが重要である。TRAC-PF1コードの圧力損失計算モデルの精度を改善するために、

- (1) 壁面剪断力の気液への配分方法の改良
  - (2) 壁面剪断力相関式のBaroczyの相関への置換
  - (3) 流路の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の改良
- を行った。

Isbinら、井上-青木、Janssen-Kervinenの単管実験による圧力損失データ、Marviken 臨界流試験データ、円筒炉心試験の破断側コールドレグにおける圧力損失データ等を用いて、改良モデルの予測性能を評価し、以下の結論を得た。

- (1) 壁面剪断力の気液への配分方法をTRAC-BF1コードの方法に改めることにより、単相流条件のみならず二相流条件においても組み込まれた原相関式と一致する圧力損失を計算できる。
- (2) 壁面剪断力相関式をBaroczyの相関に置換することにより、圧力損失の流量依存性を再現できるようになり、圧力損失の予測精度を改善できる。
- (3) 流路の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の改良により、数値解法上の原因による圧力損失の評価誤差を軽減できる。
- (4) 上述の(1)から(3)の改良を行ったTRACコードにより、実用上十分な精度で臨界流実験解析を行えること、管路の圧力損失計算の予測を精度良く行えることを確認した。

## 謝 辞

本報告書をまとめるにあたり、伝熱流動研究室の井口正主任研究員、大久保努副主任研究員並びに受動的安全炉研究室の岩村公道室長、新谷文將氏からは数多くの助言を賜りました。ここに深謝致します。また、加茂ソフト開発の加茂英樹氏からは運動量保存式の差分方法の変更にあたり多大な協力を賜りました。ここに感謝の意を表します。

## 5. 結 論

PWRプラント内の熱水力挙動の解析では、各部の圧力バランスにより流体の流れ方向が決定されるため、各部の圧力損失を正しく予測することが重要である。TRAC-PF1コードの圧力損失計算モデルの精度を改善するために、

- (1) 壁面剪断力の気液への配分方法の改良
  - (2) 壁面剪断力相関式のBaroczyの相関への置換
  - (3) 流路の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の改良
- を行った。

Isbinら、井上-青木、Janssen-Kervinenの単管実験による圧力損失データ、Marviken 臨界流試験データ、円筒炉心試験の破断側コールドレグにおける圧力損失データ等を用いて、改良モデルの予測性能を評価し、以下の結論を得た。

- (1) 壁面剪断力の気液への配分方法をTRAC-BF1コードの方法に改めることにより、単相流条件のみならず二相流条件においても組み込まれた原相関式と一致する圧力損失を計算できる。
- (2) 壁面剪断力相関式をBaroczyの相関に置換することにより、圧力損失の流量依存性を再現できるようになり、圧力損失の予測精度を改善できる。
- (3) 流路の拡大/縮小部における運動量保存式の差分方法の改良により、数値解法上の原因による圧力損失の評価誤差を軽減できる。
- (4) 上述の(1)から(3)の改良を行ったTRACコードにより、実用上十分な精度で臨界流実験解析を行えること、管路の圧力損失計算の予測を精度良く行えることを確認した。

## 謝 辞

本報告書をまとめるにあたり、伝熱流動研究室の井口正主任研究員、大久保努副主任研究員並びに受動的安全炉研究室の岩村公道室長、新谷文將氏からは数多くの助言を賜りました。ここに深謝致します。また、加茂ソフト開発の加茂英樹氏からは運動量保存式の差分方法の変更にあたり多大な協力を賜りました。ここに感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) Los Alamos National Laboratory : TRAC-PF1/MOD1 ; An Advanced Best-Estimate Computer Program for Pressurized Water Reactor Thermal-Hydraulic Analysis, NUREG/CR-3858 LA-10157-MS R4, July (1986).
- (2) 秋本 肇、大貫 晃、阿部 豊、村尾 良夫: PWR大破断LOCAに対するTRAC-PF1/MOD1コードの予測性能評価, JAERI-M 93-028 1993年3月.
- (3) Liles, D. R., et al. : TRAC-PF1/MOD1 Correlations and Models, NUREG/CR-5069 LA-11208-MS R4, December (1988).
- (4) McAdams, W. H., et al. : Vaporization Inside Horizontal Tubes : II Benzene-Oil Mixtures, Trans. ASME, Vol. 64 p.193, (1942).
- (5) Borokowski, J. A., et al. : TRAC-BF1/MOD1; An Advanced Best-Estimate Computer Program for BWR Accident Analysis, NUREG/CR-4356 EGG-2626 Vol. 1, August (1992).
- (6) Borokowski, J. A., et al. : TRAC-BF1/MOD1 Models and Correlations, NUREG/CR-4391 EGG-2680 R4, August (1992).
- (7) Isbin, H. S., et al. : Two-Phase steam-water pressure drops, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 55-23 pp.75-84, (1959)
- (8) 井上晃、青木成文 : 管内二相流の圧力損失に関する基礎的研究(第2報)、機論、32-238 pp.940-947, (1966)
- (9) Janssen, E. and Kervinen, J. A. : Two-Phase pressure drop in straight pipes and channels : Water-steam mixture at 600 to 1400 psia, GEAP-4616, (1964)  
(日本混相流学会 : 二流体モデル熱水力相関式の改良( I )研究成果報告書1. MINI-TRAC検証のための圧力降下データについて、平成4年(1992年)3月より引用)
- (10) Idsinga, W., et al. ; An assessment of two-phase pressure drop correlations for steam-water system, Int. j. Multiphase Flow, 3 pp.401-413, (1977)
- (11) Baroczy, C. J. : A systematic correlation for two-phase pressure drop, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 62-44 pp.232-249, (1966)
- (12) Thom, J. R. S. : Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling Water, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 7 pp.709-724, (1964).
- (13) Cicchitti, A. et al. : Two-Phase Cooling Experiments - Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurement -, Energi Nucl. Vol. 7(6) pp.407-425, (1960).
- (14) 日本機械学会編 : 気液二相流ハンドブック, コロナ社, 1989年.
- (15) Los Alamos National Laboratory : TRAC-PF1/MOD2 Code Manual, NUREG/CR-5673 LA-12031-M, July (1992), (draft copy).
- (16) Ericson, L. , et al. : Marviken Critical Flow Tests, Joint Research Safety Experiments in Marviken Power Station, MXC-224, (1979), See also, The Marviken Full Scale Critical Flow Tests, NUREG/CR-2671 MXC-301, (1982).
- (17) Okubo, T., et al. : Evaluation Report on CCTF Core-II Reflood Test C2-4 (Run 62) Investigation of Reproducibility, JAERI-M 85-026, (1985).
- (18) 日本機械学会編 : 機械工学便覧改訂第5版、日本機械学会、(1968).